



**TUGAS AKHIR - TM141585**

# **PERANCANGAN TERMAL HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR SISTEM TEKANAN DUA TINGKAT DENGAN VARIASI BEBAN GAS TURBIN**

**ANSON ELIAN  
NRP. 2112100142**

**Dosen Pembimbing  
Bambang Arip Dwiyantoro, S.T, M.Eng, Ph.D**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017**





**TUGAS AKHIR - TM141585**

**PERANCANGAN TERMAL HEAT RECOVERY STEAM  
GENERATOR SISTEM TEKANAN DUA TINGKAT DENGAN  
VARIASI BEBAN GAS TURBIN**

**ANSON ELIAN**

**NRP. 2112100142**

**Pembimbing:**

**Bambang Arip Dwiyantoro, S.T, M.Eng, Ph.D**

**JURUSAN TEKNIK MESIN**

**Fakultas Teknologi Industri**

**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

**Surabaya 2016**





**FINAL PROJECT - TM141585**

**THERMAL DESIGN OF TWO PRESSURE LEVEL HEAT  
RECOVERY STEAM GENERATOR WITH GAS TURBINE LOAD  
VARIATION**

**ANSON ELIAN**

Registration No. 2112100137

Academic Advisor:

Bambang Arip Dwiyantoro, S.T, M.Eng, Ph.D

**DEPARTMENT MECHANICAL ENGINEERING**

Faculty of Industrial Technology

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya 2016



# PERANCANGAN TERMAL HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR SISTEM TEKANAN DUA TINGKAT DENGAN VARIASI BEBAN GAS TURBIN

## TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**Anson Elian**

NRP. 2112.100.142

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Bambang Arip D., ST, M.Eng, PhD. (Pembimbing)  
NIP. 197804012002121001
2. Prof. Dr.Eng. Prabowo, M.Eng. (Penguji I)  
NIP. 196505051990031005
3. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT (Penguji II)  
NIP. 197301161997021001
4. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD. (Penguji III)  
NIP. 197105241997021001

SURABAYA

JANUARI, 2017





# **PERANCANGAN TERMAL HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR SISTEM TEKANAN DUA TINGKAT DENGAN VARIASI BEBAN GAS TURBIN**

**Nama mahasiswa** : Anson Elian  
**NRP** : 2112100142  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Bambang Arip D., S.T, M.Eng, Ph.D

## **Abstrak**

*Seiring dengan meningkatnya perkembangan ekonomi suatu negara, maka akan meningkat juga kebutuhan terhadap energi terkhusus pada energi listrik. Salah satu upaya yang dapat dilakukan guna meningkatkan produksi tenaga listrik dengan penggunaan energi bahan bakar fosil seefisien mungkin adalah mendirikan siklus kombinasi PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap). Gas yang keluar dari turbin gas masih memiliki temperatur yang tinggi. Temperatur yang tinggi ini dimanfaatkan untuk mengubah air menjadi uap di dalam HRSG. Maka dilakukan perancangan termal HRSG dengan tujuan memahami tahapan perhitungan perancangan alat penukar panas dalam pemanfaatan gas buang turbin gas serta mengetahui pengaruh perbedaan beban gas buang turbin terhadap hasil uap pada perancangan suatu HRSG.*

*Studi perancang termal ini dilakukan dengan menganalisa data input berupa laju alir massa keluaran gas turbin, temperatur keluaran gas turbin, kandungan keluaran gas turbin, temperatur uap keluar HRSG, dan tekanan uap keluar HRSG. Langkah awal adalah menentukan beban kalor pada setiap modul agar dapat menentukan distribusi temperatur pada HRSG. Kemudian masing-masing dari modul HRSG ditentukan luas permukaan perpindahan panas. Lalu, pressure drop dan efisiensi pada sistem HRSG diukur. Terakhir yaitu analisa pengaruh variasi beban turbin terhadap hasil keluaran uap dari*

*HRSR. Terdapat 4 variasi beban turbin gas yaitu saat 100 %, 90%, 80%, dan 70%. Dari variasi tersebut, dapat ditinjau perbedaan laju alir massa uap/air yang dibutuhkan dari masing-masing beban gas turbin.*

*Hasil yang diperoleh dari perancangan ini adalah untuk mengubah air dari 70°C menjadi uap 401 °C menggunakan gas buang turbin bertemperatur 437°C, dibutuhkan luas perpindahan panas total sebesar 25.966,51 m<sup>2</sup>. Dari analisa variasi beban gas turbin, didapat bahwa semakin tinggi beban gas turbin maka akan semakin tinggi laju alir massa air/uap yang dapat dihasilkan, yaitu pada beban gas turbin 70% didapat 15 kg/s, pada beban gas turbin 80% didapat 15,3 kg/s, pada beban gas turbin 90% didapat 17,37 kg/s, dan pada beban gas turbin 100% didapat 18,59 kg/s.*

***Kata kunci : Efisiensi, HRSR, Kalor, Koefisien Perpindahan Panas***

# **THERMAL DESIGN OF TWO PRESSURE LEVEL HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR WITH GAS TURBINE LOAD VARIATION**

**Student Name** : Anson Elian  
**NRP** : 2112100142  
**Department** : Mechanical Engineering FTI-ITS  
**Academic Advisor** : Bambang Arip D., S.T, M.Eng, Ph.D

## **Abstract**

*As the economic development of a country increases, the demand of energy especially in the electrical energy also increases. One effort that can be done to increase the production of electricity by the use of fossil fuel energy as efficiently as possible is to establish a combined cycle power plant. The exit gas from the gas turbine still has a high temperature. This high temperature is used to convert water into steam in the HRSG. Therefore, a thermal design calculation of HRSG needs to be done in order to understand the procedure of the design calculations as well as to learn how different content of the turbine exhaust gas entering the HRSG to the steam results in the design of a HRSG.*

*The thermal design analysis is done by analyzing the input data in the form of the mass flow rate, the output temperature, and the content of the gas that comes out from the gas turbine, the temperature and the pressure of the steam that come out of the HRSG. The initial step of the calculation is to determine the heat requirement in each module in order to get the temperature distribution in the HRSG. Then the heat transfer surface area of each module in the HRSG needs to be calculated. Then, pressure drop and efficiency of the HRSG system is measured. One final analysis of the influence of the load variation of the output of steam turbine of the HRSG. There are four variations of the gas turbine load is currently 100%, 90%, 80%*

*and 70%. From these variations, can be reviewed difference in the efficiency of each gas turbine load.*

*From the thermal design calculation, we can conclude that in order to convert 70 °C water into 401 °C steam using the gas turbine exhaust gas with a temperature of 437 °C, it requires a total heat transfer area of 25.966,51 m<sup>2</sup>. From the analysis of variations in gas turbine load, we found that the higher the load of the gas turbine, the higher the amount of water/steam mass flow that can be obtain, that is at the gas turbine load of 70% we obtained 15 kg/s of steam, at the gas turbine load of 80% we obtained 15,3 kg/s of steam, at the gas turbine load of 90% we obtained 17,37 kg/s of steam, and at the gas turbine load of 100% we obtained 18,59 kg/s of steam.*

***Keywords : Efficiency, HRSG , Heat, Heat Transfer Coefficient***

## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat, taufik, dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul “Perancangan Termal Heat Recovery Steam Generator Sistem Tekanan Dua Tingkat Dengan Variasi Beban Gas Turbin”. Tugas akhir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk meraih gelar sarjana teknik di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Penyusunan laporan ini tidak terlepas dari bantuan, bimbingan, dan dukungan dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Mama, Papa, Wabwab, Totok dan segenap keluarga besar yang telah memberikan segalanya bagi penulis
2. Bapak Bambang Arip D., S.T, M.Eng, Ph.D selaku dosen pembimbing yang telah memberikan ilmu, bimbingan, saran, waktu, dan pikirannya sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.
3. Bapak Prof. Dr. Eng Prabowo M.Eng, Dr. Bambang Sudarmanta, S.T, dan Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD. selaku dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini.
4. Ryan Hidayat, Agung, Nabil, Arif, dan seluruh Pengurus LDJ Ash shaff yang telah membuat masa perkuliahan lebih berwarna.
5. Angkatan M55 yang senantiasa memberikan bantuan dan dukungan.
6. Pak Bintoro untuk tempat kami bernaung ketika bingung garap TA
7. Segenap Bapak/Ibu Dosen Pengajar dan Karyawan di Jurusan S1 Teknik Mesin ITS, yang telah banyak memberikan ilmu serta bantuan selama menjalani kuliah.

Tugas akhir ini diharapkan dapat bermanfaat dan kontribusi bagi kemajuan ilmu pengetahuan khususnya dibidang

konversi energi. Penulis menyadari bahwa dalam penulisan tugas akhir ini masih ada kekurangan dan kesalahan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran guna penyempurnaan selanjutnya.

Surabaya, 23 Januari 2017

PENULIS

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK .....	i
ABSTRACT .....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI .....	vii
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL .....	xiii
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah.....	2
1.3. Tujuan Penelitian .....	3
1.4. Batasan Masalah .....	3
1.5. Manfaat Penelitian .....	4
1.6. Sistematika Penulisan .....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1. Siklus Kombinasi.....	5
2.2. Alat Penukar Kalor .....	9
2.2.1. Pengaturan Aliran dalam Alat Penukar Kalor.....	9
2.2.2. Persamaan Dasar dalam Perancangan .....	9
2.2.3. Persamaan <i>Force Convection</i> Satu Fase .....	13
2.2.4. Persamaan <i>Force Convection</i> dalam Proses <i>Boiling</i> .....	17
2.2.5. Penurunan Tekanan dalam Alat Penukar Panas .....	20
2.3. <i>Heat Recovery Steam Generator</i> (HRSG) .....	21
2.3.1 Modul-Modul HRSG .....	21
2.3.2. Tingkat Tekanan HRSG .....	23
2.3.3. Profil Temperatur pada HRSG.....	25
2.3.4. Efisiensi Termal HRSG.....	27
2.4. Penelitian Terdahulu .....	27
2.4.1. Rahmad Sugiharto – Perancangan Heat Recovery Steam Generator (HRSG) dengan Sistem Tekanan Uap Dua Tingkat Kapasitas Daya Pembangkitan 77 MW .....	27

BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....	29
3.1. Tahap-Tahap Penelitian Tugas Akhir .....	29
3.2. Spesifikasi Teknis Perancangan.....	32
3.3. Tahap Perhitungan HRSG.....	36
3.3.1. Tahap Perhitungan Mencari Beban Kalor dan Temperatur Exhaust .....	36
3.3.2. Tahap Perhitungan Mencari Koefisien Perpindahan Panas Sisi Luar .....	39
3.3.3. Tahap Perhitungan Mencari Luas Perpindahan Panas Serta Dimensi Tube .....	40
3.3.4. Tahap Perhitungan Mencari Pressure Drop.....	47
3.3.5. Tahap Perhitungan Mencari Efisiensi HRSG.....	50
3.3.6. Tahap Perhitungan Pengaruh Variasi .....	51
BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN .....	53
4.1. Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur.....	53
4.1.1. Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur pada HP Superheater .....	53
4.1.2. Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur pada HP Evaporator.....	56
4.1.3. Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur pada HP Economizer .....	58
4.1.4. Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur pada LP Evaporator.....	59
4.1.5. Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur pada LP Storage .....	61
4.1.6. Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur pada LP Economizer .....	63
4.1.7. Distribusi Temperatur pada HRSG .....	65
4.2. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Serta Jumlah Tube.....	65
4.2.1. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Serta Jumlah Tube pada HP Superheater .....	66
4.2.2. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Serta Jumlah Tube pada HP Evaporator.....	78



4.2.3. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Serta Jumlah Tube pada HP Economizer .....	85
4.2.4. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Serta Jumlah Tube pada LP Evaporator .....	88
4.2.5. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Serta Jumlah Tube pada LP Economizer .....	90
4.3. Perhitungan Pressure Drop .....	93
4.3.1. Pressure Drop pada HP Superheater .....	93
4.3.2. Pressure Drop pada HP Evaporator .....	93
4.3.3. Pressure Drop pada HP Economizer .....	93
4.3.4. Pressure Drop pada LP Evaporator .....	93
4.3.5. Pressure Drop pada LP Economizer .....	94
4.4. Perhitungan Efisiensi .....	94
4.5. Analisa Variasi Beban Turbin .....	95
4.5.1. Beban turbin pada load 90% .....	97
4.5.2. Beban turbin pada load 80% .....	98
4.5.3. Beban turbin pada load 70% .....	99
4.5.4. Grafik Perbandingan Laju Alir Massa Air/Uap .....	101
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....	103
5.1. Kesimpulan .....	103
5.2. Saran .....	105
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Skema diagram siklus kombinasi .....	5
Gambar 2.2. Ilustrasi aliran-aliran pada alat penukar kalor: (a) <i>parallel flow</i> (b) <i>counter flow</i> (c) <i>cross flow</i> .....	10
Gambar 2.3. Grafik nilai F dalam <i>cross flow heat exchanger</i> .....	12
Gambar 2.4. Grafik efisiensi fins .....	13
Gambar 2.5. Susunan sistem <i>tube</i> : (a) susunan <i>inline</i> (b) susunan <i>staggered</i> .....	16
Gambar 2.6 Grafik hubungan faktor koreksi dalam perhitungan <i>external flow</i> .....	17
Gambar 2.7. Grafik nilai koefisien perpindahan panas dalam proses <i>boiling</i> sebagai fungsi kualitas uap .....	20
Gambar 2.8. Skema diagram HRSG .....	22
Gambar 2.9. Skema diagram single pressure HRSG.....	23
Gambar 2.10. Skema diagram multi pressure HRSG.....	24
Gambar 2.11. Skema diagram multi pressure HRSG dengan sistem reheat.....	25
Gambar 2.12. Distribusi temperatur pada HRSG serta saran nilai temperatur pinch dan approach .....	26
Gambar 2.13. Diagram alir perancangan instalasi gabungan Rahmad .....	28
Gambar 3.1. Alur analisa perancangan HRSG.....	30
Gambar 3.2. Skema HRSG Beserta Siklus Kombinasi .....	34
Gambar 3.3. Distribusi temperatur HRSG yang di analisa.....	35
Gambar 3.4. Alur perhitungan mencari beban kalor dan temperatur stack .....	37
Gambar 3.5. Alur perhitungan mencari koefisien perpindahan panas sisi luar .....	38
Gambar 3.6. Alur perhitungan membagi perhitungan tergantung modul HRSG.....	39
Gambar 3.7. Alur perhitungan mencari koefisien perpindahan panas sisi dalam <i>tube</i> bagian <i>economizer</i> .....	40

Gambar 3.8. Alur perhitungan mencari luas perpindahan panas sisi dalam <i>tube</i> bagian <i>economizer</i> .....	42
Gambar 3.9. Alur perhitungan mencari koefisien perpindahan panas sisi dalam tube bagian evaporator .....	43
Gambar 3.10. Alur perhitungan mencari luas perpindahan panas sisi dalam tube bagian evaporator .....	43
Gambar 3.11. Alur perhitungan mencari koefisien perpindahan panas sisi dalam tube bagian superheater .....	45
Gambar 3.12. Alur perhitungan mencari luas perpindahan panas sisi dalam tube bagian superheater .....	46
Gambar 3.13. Alur perhitungan hasil akhir mencari luas perpindahan panas .....	47
Gambar 3.14. Alur perhitungan mencari pressure drop .....	49
Gambar 3.15. Alur perhitungan mencari efisiensi HRSG .....	50
Gambar 3.16. Alur perhitungan menentukan pengaruh variasi beban turbin terhadap temperatur keluar fluida .....	52
Gambar 4.1. Analisa pada modul HP Superheater .....	53
Gambar 4.2. Analisa pada modul HP Evaporator .....	56
Gambar 4.3. Analisa pada modul HP Economizer .....	58
Gambar 4.4. Analisa pada modul LP Evaporator .....	59
Gambar 4.5. Analisa pada deaerator .....	61
Gambar 4.6. Analisa pada modul LP Economizer .....	63
Gambar 4.7. Distribusi temperatur desain HRSG .....	65
Gambar 4.8. Skema dimensi tube .....	68
Gambar 4.9. Perancangan tube bundle .....	68
Gambar 4.10. Susunan tube .....	71
Gambar 4.11. Grafik Laju Alir Massa Air/Uap Terhadap Variasi Beban.....	101

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Nilai konstanta dari C1 hingga C5 .....	18
Tabel 2.3. Nilai $F_{fl}$ untuk berbagai jenis fluida .....	18
Tabel 3.1 Data desain PLTGU .....	32
Tabel 3.2. Variasi beban gas turbin beserta properties pada tingkat keadaan a.....	36
Tabel 4.1. <i>Balance massa</i> pada modul <i>HP Superheater</i> .....	54
Tabel 4.2. <i>Balance energi</i> pada modul <i>HP Superheater</i> .....	56
Tabel 4.3. <i>Balance massa</i> pada modul <i>HP Evaporator</i> .....	56
Tabel 4.4. <i>Balance energi</i> pada modul <i>HP Evaporator</i> .....	57
Tabel 4.5. <i>Balance massa</i> pada modul <i>HP Economizer</i> .....	58
Tabel 4.6. <i>Balance energi</i> pada modul <i>HP Economizer</i> .....	59
Tabel 4.7. <i>Balance massa</i> pada modul <i>LP Evaporator</i> .....	60
Tabel 4.8. <i>Balance energi</i> pada modul <i>LP Evaporator</i> .....	61
Tabel 4.9. <i>Balance massa</i> pada <i>deaerator</i> .....	62
Tabel 4.10. <i>Balance energi</i> pada sistem <i>deaerator</i> .....	63
Tabel 4.11. <i>Balance massa</i> pada modul <i>LP Economizer</i> .....	63
Tabel 4.12. <i>Balance energi</i> pada modul <i>LP Economizer</i> .....	64
Tabel 4.13. Data beban turbin 90% .....	95
Tabel 4.14. Variasi laju alir massa pada beban gas turbin 90% .....	97
Tabel 4.15. Data beban turbin 80% .....	98
Tabel 4.16. Variasi laju alir massa pada beban gas turbin 80% .....	99
Tabel 4.17. Data beban turbin 70% .....	99
Tabel 4.18. Variasi laju alir massa pada beban gas turbin 70% .....	100

*Halaman Ini Sengaja Dikosongkan*

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1. Latar Belakang**

Seiring dengan meningkatnya perkembangan ekonomi suatu negara, maka akan meningkat juga kebutuhan terhadap energi terkhusus pada energi listrik. Hal ini tidak terkecuali bagi Indonesia yang merupakan negara berkembang dengan tingkat pertumbuhan penduduk yang tinggi. Dengan meninjau hal tersebut, perlu adanya suatu peningkatan dalam hal produksi tenaga listrik dalam negeri.

Akan tetapi, untuk peningkatan sektor industri dan produksi tenaga listrik ini dibutuhkan sumber energi yang dapat mendukung. Salah satu sumber energi ini adalah bahan bakar fosil. Bahan bakar fosil sendiri merupakan jenis energi yang tidak dapat diperbarui. Dengan kata lain, jenis energi ini ketersediaannya semakin berkurang karena penggunaan terus-menerus seiring dengan berjalannya waktu. Oleh karena itu, pemanfaatan energi ini harus seefisien mungkin agar menghasilkan manfaat ekonomi yang dapat terbaik dan dampak negatif terhadap lingkungan yang minimum.

Salah satu upaya yang dapat dilakukan guna meningkatkan produksi tenaga listrik dengan penggunaan energi bahan bakar fosil seefisien mungkin adalah mendirikan siklus kombinasi PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap). PLTGU merupakan gabungan antara PLTG (Pembangkit Listrik Tenaga Gas) dengan PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap). Kedua jenis pembangkit ini digabung dengan menggunakan alat yang disebut HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*). Peran HRSG di sini dapat meningkatkan produksi tenaga listrik dengan penggunaan energi bahan bakar fosil seefisien mungkin dikarenakan HRSG menggantikan peran *boiler* pada PLTU yang dimana *boiler* masih menggunakan metode pembakaran sementara HRSG memanfaatkan gas buang pada PLTG.

Pada PLTG, udara masuk pada ke dalam kompresor untuk dinaikkan tekanannya. Lalu udara terkompresi masuk ke ruang bakar. Bahan bakar diinjeksi ke dalam ruang bakar dan diikuti dengan proses pembakaran bahan bakar tersebut. Energi panas hasil pembakaran diserap oleh udara, meningkatkan temperatur udara, dan menambah volume udara. Udara bertekanan yang telah menyerap panas hasil pembakaran, berekspansi melewati turbin gas. Sudu-sudu turbin yang merupakan nozzle-nozzle kecil berfungsi untuk mengkonversikan energi panas udara menjadi energi kinetik. Energi ini digunakan untuk memutar generator listrik. Udara hasil ekspansi tersebut meninggalkan turbin gas dalam kondisi tekanan yang rendah tetapi pada temperatur yang masih relatif tinggi. Energi panas ini yang dapat dimanfaatkan untuk menghasilkan uap pada PLTU menggunakan HRSG. Hasil uap ini yang kemudian digunakan untuk memutar sudu-sudu turbin uap.

Dalam kaitannya dengan hal di atas, untuk mengetahui lebih jauh mengenai perancangan HRSG dan efisiensi yang dapat dihasilkan oleh HRSG, akan dilakukan analisa perancangan termal HRSG. Pada skripsi ini, perancangan HRSG berdasarkan data mengenai turbin gas dengan daya 62,48 MW beserta gas buangnya.

## 1.2. Rumusan Masalah

Perancangan HRSG merupakan lingkup yang luas untuk diteliti. Untuk itulah pada tugas akhir ini diambil beberapa permasalahan utama, diantaranya yaitu:

1. Bagaimana mendapatkan besar beban kalor pada rancangan HRSG?
2. Berapa besar luas penampang tempat terjadinya perpindahan kalor pada rancangan HRSG?
3. Berapa besar *pressure drop* yang terjadi sepanjang *tube* pada HRSG?
4. Berapa efisiensi yang dihasilkan pada rancangan HRSG?



5. Bagaimana pengaruh *gas turbine load* terhadap *output HRSG*?

### 1.3. Tujuan Penelitian

Berdasarkan perumusan masalah di atas, tugas akhir ini memiliki tujuan yaitu:

1. Mengetahui beban kalor yang dibutuhkan pada rancangan HRSG.
2. Mengetahui luasan perpindahan kalor yang dibutuhkan pada rancangan HRSG.
3. Mengetahui besar *pressure drop* yang terjadi sepanjang *tube* pada HRSG
4. Mengetahui efisiensi yang dihasilkan pada rancangan HRSG.
5. Mengetahui pengaruh *gas turbine load* terhadap performa HRSG.

### 1.4. Batasan Masalah

Pada analisa rancang bangun ini digunakan batasan masalah agar memperjelas ruang lingkup analisa. Batasan masalah yang digunakan adalah:

1. Analisa berdasarkan data desain siklus kombinasi yang menggunakan turbin gas Roll Royce-Trend 60RR dengan konstruksi 1x1x1.
2. Sistem beroperasi pada kondisi tunak (*steady state*).
3. Desain HRSG menggunakan pendekatan *heat exchanger* dengan jenis aliran *cross flow*.
4. Analisa desain HRSG dilakukan pada kondisi *gas turbine load* sebesar 100%.
5. Perpindahan panas pada HRSG yang ditinjau berupa konduksi dan konveksi, tanpa memperhitungkan radiasi.

## 1.5. Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan dapat menjadi acuan awal serta referensi pembelajaran dalam proses perancangan termal dan analisa performa HRSG.

## 1.6. Sistematika Penulisan

Metode penulisan yang digunakan dalam mengerjakan tugas akhir ini adalah studi pustaka, dimana dibutuhkan beberapa referensi yang mendukung demi terselesaikannya tugas akhir. Adapun sistematika dalam penulisan ini adalah sebagai berikut :

### **BAB I : PENDAHULUAN**

Pada bab ini berisi latar belakang tugas akhir, rumusan masalah, tujuan penulisan, manfaat penulisan dan batasan masalah.

### **BAB II : DASAR TEORI**

Pada bab ini berisi mengenai teori yang mendasari penyusunan laporan tugas akhir secara umum, khususnya yang berhubungan dengan sistem PLTGU dan HRSG.

### **BAB III : METODOLOGI**

Pada bab ini membahas tentang metode penelitian, perhitungan, sasaran penelitian, teknik pengumpulan data, dan langkah analisis data, mulai dari persiapan sampai dengan kesimpulan.

### **BAB IV : PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN**

Pada bab ini menguraikan analisis dan hasil perhitungan beban kalor, luas perpindahan panas, *pressure drop*, dan perbandingan antara variabel.

### **BAB V : KESIMPULAN**

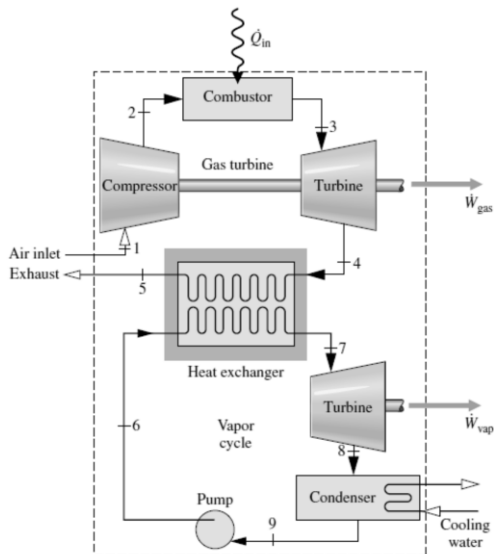
Pada bab ini menjelaskan mengenai kesimpulan dari keseluruhan proses perancangan termal HRSG.

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1. Siklus Kombinasi

Siklus kombinasi adalah kombinasi dari 2 jenis siklus, yaitu siklus Brayton (turbin gas) dan siklus Rankine (tenaga uap). Udara yang mengalir keluar dari turbin gas pada siklus Brayton masih memiliki temperatur yang tinggi. Udara panas ini dimanfaatkan untuk mengubah fase air menjadi uap pada siklus Rankine. Perpindahan panas antara udara dengan air terjadi di HRSG.



Gambar 2.1. Skema diagram siklus kombinasi

Skema diagram alur siklus kombinasi dapat dilihat pada gambar 2.1. Berdasarkan skema, alur proses ini dapat dijelaskan sebagai berikut (Michael J. Moran, 2004):

- 1 – 2: Merupakan proses kompresi. Udara masuk ke dalam kompresor untuk dinaikkan tekanannya. Dengan

menerapkan kontrol volume pada kompresor dan menggunakan persamaan *energy balance*, menggunakan asumsi *steady state*, perpindahan panas di sekitar kompresor, energi kinetik, dan energi potensial diabaikan, didapat:

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_c + \dot{m}_{gas} \left[ h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right]$$

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_{gas}} = h_2 - h_1 \quad (2.1)$$

dimana  $\dot{W}_c$  merupakan daya yang dibutuhkan compressor untuk menaikkan tekanan udara,  $\dot{m}_{gas}$  adalah laju alir massa udara, dan  $h$  adalah enthalpi.

- 2 – 3: Merupakan proses menaikkan temperatur. Udara bertekanan tinggi dinaikkan temperaturnya pada ruang bakar. Persamaan yang dapat diterapkan pada proses ini dengan ruang bakar sebagai control volume adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_{gas}} = h_3 - h_2 \quad (2.2)$$

dimana  $\dot{Q}_{in}$  adalah kalor yang dibutuhkan pada ruang bakar untuk menaikkan temperatur udara.

- 3 – 4: Merupakan proses ekspansi. Gas yang bertekanan dan temperatur tinggi itu dibawa ke turbin agar energi tersebut dapat dikonversi menjadi daya turbin. Dengan menerapkan kontrol volume pada turbin dan menggunakan persamaan *balance energy*, didapat:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_{gas}} = h_3 - h_4 \quad (2.3)$$

dimana  $\dot{W}_t$  merupakan daya yang dihasilkan turbin.

- 4 – 5: Merupakan proses pelepasan kalor. Gas yang masih panas tersebut dikeluarkan oleh turbin dibawa ke HRSG agar panasnya dapat dimanfaatkan untuk

mengubah air menjadi uap pada *Rankine cycle*. Persamaan yang dapat diterapkan pada proses ini adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}_{gas}} = h_4 - h_5 \quad (2.4)$$

dimana  $\dot{Q}_{out}$  adalah kalor yang dibuang.

- 6 – 7: Merupakan proses evaporasi. Uap bertekanan tinggi dibawa ke HRSG untuk dipanaskan sehingga air tersebut berubah fase menjadi uap. Uap tersebut yang digunakan untuk memutar turbin. Persamaan yang dapat diterapkan pada proses ini dengan *boiler* sebagai *control volume* adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}_{vap}} = h_7 - h_6 \quad (2.5)$$

dimana  $\dot{Q}_{out}$  adalah kalor yang dibuang untuk mengubah fase uap menjadi air dan  $\dot{m}_{vap}$  adalah laju alir massa air / uap air.

- 7 – 8: Merupakan proses ekspansi. Uap yang berasal dari boiler memiliki tekanan dan temperatur yang tinggi. Uap ini masuk ke turbin sehingga uap menggerakkan sudu pada turbin agar menghasilkan kerja. Uap yang keluar dari turbin akan memiliki tekanan yang lebih rendah daripada kondisi 1. Dengan persamaan *energy balance* didapat:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_{vap}} = h_7 - h_8 \quad (2.6)$$

dimana  $\dot{W}_t$  adalah daya turbin uap yang dihasilkan.

- 8 – 9: Merupakan proses kondensasi. Uap bertekanan rendah tersebut diubah menjadi air pada kondensor. Persamaan yang dapat diterapkan pada proses ini dengan kondensor sebagai control volume adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}_{vap}} = h_8 - h_9 \quad (2.7)$$

dimana  $\dot{Q}_{out}$  adalah kalor yang dibuang untuk mengubah fase uap menjadi air.

- 9 – 6: Merupakan proses kompresi. Air yang berasal dari kondensor dinaikkan tekanannya dengan pompa kemudian dialirkan ke dalam boiler. Dengan menerapkan kontrol volume pada pompa dan menggunakan persamaan balance energi, didapat:

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_{vap}} = h_6 - h_9 \quad (2.8)$$

dimana  $\dot{W}_p$  merupakan input daya untuk pompa.

Dari penjelasan di atas, persamaan yang digunakan untuk mencari efisiensi pada siklus ini adalah:

$$\eta_{siklus\ gabungan} = \frac{\dot{W}_{gas} + \dot{W}_{vap}}{\dot{Q}_{in}} \quad (2.9)$$

Di mana  $\dot{W}_{gas}$  adalah daya netto yang dihasilkan pada siklus turbin gas sementara  $\dot{W}_{vap}$  adalah daya netto yang dihasilkan pada siklus turbin uap.  $\dot{Q}_{in}$  adalah laju perpindahan kalor total ke siklus gabungan.

## 2.2. Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor (*heat exchanger*) adalah suatu alat yang berfungsi sebagai tempat penukaran panas di antara dua

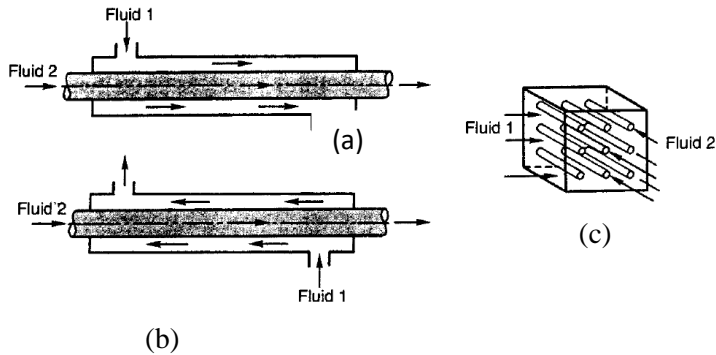
fluida yang berbeda temperatur atau penukaran panas yang terjadi dari temperatur tinggi ke rendah atau sebaliknya tanpa ada pencampuran antara satu fluida dengan fluida lainnya. Penggunaan alat penukar kalor untuk industri pembangkit tenaga misalnya pada HRSG dan PLTU adalah seperti *economizer*, *evaporator*, *superheater* dan kondensor.

### **2.2.1. Pengaturan Aliran dalam Alat Penukar Kalor**

Alat penukar kalor dapat diklasifikasi menjadi 3 jenis pengaturan aliran dasar, yaitu *parallel flow*, *counter flow*, dan *cross flow*. Dalam *parallel flow*, fluida panas dan dingin masuk pada ujung yang sama, mengalir dengan arah yang sama, dan keluar pada ujung yang sama. Sebaliknya untuk *counter flow*, fluida panas dan dingin masuk pada ujung yang berbeda, mengalir dengan arah yang berbeda, dan keluar pada ujung yang berbeda. Untuk aliran *cross flow*, masuknya fluida memiliki perbedaan sudut sehingga alirannya saling bersilang. Ilustrasi aliran-aliran di atas dapat dilihat pada gambar 2.2.

### **2.2.2. Persamaan Dasar dalam Perancangan**

Dalam perancangan dasar alat penukar kalor, ada dua hal dasar yang dianalisa. Hal-hal tersebut adalah perhitungan luasan perpindahan panas (*sizing*) dan perhitungan performa (*rating*) yang dicari setelah alat penukar panas selesai dibuat. Dalam menganalisa hal-hal tersebut, perlu ditentukan dahulu besar perpindahan panas, *pressure drop*, dan temperatur fluida yang keluar.



Gambar 2.2. Ilustrasi aliran-aliran pada alat penukar kalor: (a) *parallel flow* (b) *counter flow* (c) *cross flow*

Dalam hukum pertama termodinamika, untuk kondisi *steady state*, *steady flow*, dan mengabaikan energi kinetik dan potensial, persamaan yang digunakan untuk mendapatkan besar perpindahan panas adalah:

$$Q = \dot{m}\Delta h \quad (2.10)$$

dimana  $\dot{m}$  adalah laju alir massa dan  $\Delta h$  adalah perbedaan enthalpi fluida antara kondisi masuk dengan keluar. Jika nilai *specific heat* yang konstan, maka persamaan 2.10 dapat ditulis dengan:

$$Q = \dot{m}c_p\Delta T \quad (2.11)$$

dimana  $c_p$  adalah nilai *specific heat* dan  $\Delta T$  adalah perbedaan temperatur fluida antara kondisi masuk dengan keluar.

Setelah mendapatkan nilai kalor yang dibutuhkan, proses *sizing* dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan berikut:

$$Q = UA\Delta T_{lmt\Delta} \quad (2.12)$$

Dengan  $U$  adalah *overall heat transfer coefficient* (koefisien perpindahan kalor menyeluruh),  $A$  adalah luas permukaan perpindahan kalor yang sesuai dengan definisi  $U$ , dan  $\Delta T_{lmt\Delta}$



adalah perbedaan suhu rata-rata yang tepat untuk digunakan dalam penukar kalor.

Untuk mendapatkan nilai *overall heat transfer coefficient*, diperlukan total tahanan termal dalam sistem perpindahan panas tersebut. Dasarnya, tahanan termal dalam sistem penukar kalor terdapat 3 jenis, yaitu sisi luar *tube*, sisi dalam *tube*, dan konduksi antara dinding *tube*. Persamaan *overall heat transfer coefficient* pada kondisi tidak ada *fouling factor* (faktor pengotor) dapat ditulis sebagai berikut:

$$U = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i} \frac{1}{h_i} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.13)$$

dimana  $r_o$  adalah besar jari-jari luar *tube* (buluh),  $r_i$  adalah besar jari-jari dalam *tube*,  $h_i$  adalah koefisien perpindahan panas di dalam *tube*,  $k$  adalah konduktivitas thermal material *tube*, dan  $h_o$  adalah koefisien perpindahan panas di luar *tube*.

Untuk mendapatkan  $\Delta T_{lmt}$  (*log-mean temperature difference*), perlu ditentukan terlebih dahulu distribusi temperatur pada sistem penukar kalor terhadap fungsi panjang. Persamaan yang digunakan untuk mencari  $\Delta T_{lmt}$  ini adalah:

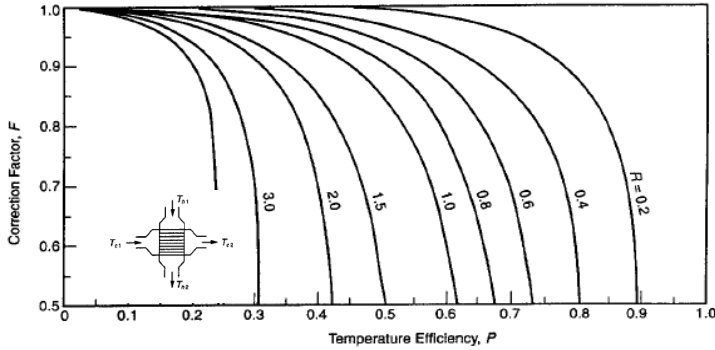
$$\Delta T_{lmt} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right]} \quad (2.14)$$

Dengan  $\Delta T_1$  adalah perbedaan temperatur panas dengan dingin pada titik 1 sementara  $\Delta T_2$  adalah perbedaan temperatur panas dengan dingin pada titik 2. Jika besar  $\Delta T_1 = \Delta T_2$ , maka besarnya  $\Delta T_{lmt} = \Delta T_1 = \Delta T_2$ .

Dalam analisa *sizing* terhadap aliran *cross flow*, persamaan 2.12 dapat digunakan dengan menambahkan faktor koreksi F dan proses analisanya seperti analisa dalam *counter flow*. Sehingga persamaannya menjadi:

$$Q = UAF\Delta T_{lmt} \quad (2.15)$$

Nilai F dapat dicari menggunakan grafik yang dapat dilihat pada gambar 2.3.



Gambar 2.3. Grafik nilai F dalam *cross flow heat exchanger*

Grafik di atas merupakan fungsi dari nilai R dan P. Nilai R dan P sendiri memiliki persamaan:

$$R = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{h2}} \quad (2.16)$$

dan

$$P = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}} \quad (2.17)$$

Jika nilai luasan permukaan telah didapat, nilai luasan tersebut di jabarkan dalam persamaan total luas selimut. Persamaan untuk *tube* ini adalah:

$$A = \frac{N_t \times L \pi d_o}{N_{pass}} \quad (2.18)$$

dimana  $N_t$  adalah jumlah *tube*, L adalah panjang *tube*,  $N_{pass}$  adalah jumlah pass dalam alat penukar panas.

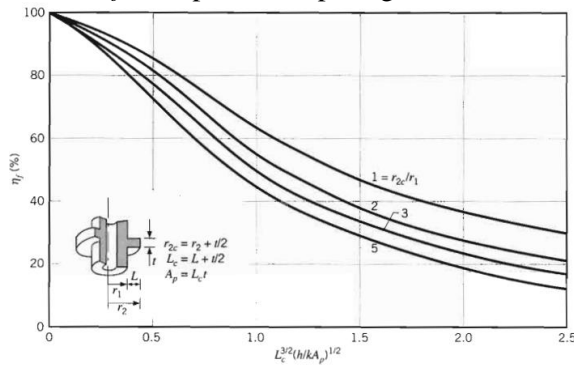
Untuk *tube* yang memiliki *fins* (Luas penampang tambahan) pada sisi luarnya, maka perlu dilakukan perhitungan luas total terlebih dahulu. Untuk mendapatkan luas permukaan *fins*, digunakan persamaan:

$$A_f = \left[ \frac{2\pi(D_f^2 - D_o^2)}{4} + \pi D_f \delta \right] N_f \quad (2.19)$$

Dimana  $D_f$  adalah diameter sirip,  $D_o$  adalah diameter luar tube,  $\delta$  adalah tebal *fin*, dan  $N_f$  adalah jumlah *fins* dalam 1 meter *tube*. Untuk mendapatkan nilai luas primer *tube*, digunakan persamaan:

$$A_p = [\pi D_o (L - \delta N_f)] N_t \quad (2.20)$$

Dari kedua persamaan di atas, dapat ditentukan luas total *fins* dengan menambahkan persamaan 2.19 dan 2.20. Adapun untuk mencari efisiensi *fins* dapat dilihat pada gambar 2.4.



Gambar 2.4. Grafik efisiensi *fins*

### 2.2.3. Persamaan *Force Convection* Satu Fase

*Force Convection* adalah jenis perpindahan panas secara konveksi dimana fluida bergerak secara paksa dikarenakan sumber eksternal. Dalam menganalisa hal ini, perlu ditentukan terlebih dahulu apakah jenis aliran fluida yang ditinjau bersifat *laminar* atau *turbulen*. Sifat ini dapat ditentukan dengan mencari nilai *Renault Number* pada aliran tersebut. Persamaan untuk menentukan *Renault Number* adalah:

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu} \quad (2.21)$$

dimana  $\rho$  adalah massa jenis dari fluida yang ditinjau,  $u$  adalah kecepatan alir fluida, dan  $\mu$  adalah viskositas fluida. Setelah mendapat nilai dari *Renault Number* pada fluida yang bekerja, untuk aliran di dalam pipa, di saat nilai  $Re < 2300$  maka fluida

tersebut memiliki sifat aliran yang *laminar* sementara jika nilai  $Re > 2300$  maka fluida tersebut memiliki sifat aliran yang *turbulen*.

Dalam meninjau fluida dengan jenis aliran *laminar*, sebelum mendapatkan nilai koefisien perpindahan panas, dibutuhkan nilai *Nusselt Number* fluida tersebut. Persamaan *Nusselt Number* untuk aliran *laminar* adalah (Sadik Kakac, 2012):

$$Nu_b = 1.953 \left( \frac{Pe_b d}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.22)$$

dimana  $Pe$  adalah *Péclet Number* yang besarnya sama dengan perkalian besar *Renault Number* dengan *Prandtl Number*. Setelah mendapat nilai dari *Nusselt Number*, nilai koefisien perpindahan panas dapat ditentukan dengan persamaan:

$$h = \frac{Nu_b k}{d} \quad (2.23)$$

dimana nilai  $k$  disini adalah nilai konduktivitas thermal fluida.

Tidak jauh berbeda dalam meninjau fluida dengan jenis aliran *turbulen*. Yang membedakan diantara 2 hal tersebut adalah persamaan dalam menentukan besar *Nusselt Number*. Sebelum menentukan besar *Nusselt Number* dalam aliran *turbulen*, dibutuhkan besar koefisien gesek yang dapat dicari dengan persamaan:

$$f = (1.58 \ln(Re_b) - 3.28)^{-2} \quad (2.24)$$

Kemudian nilai *Nusselt Number* dapat ditentukan dengan cara:

$$Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1+12.7 \left( \frac{f}{2} \right)^{0.5} \left( \frac{Pr}{2} \right)^{\frac{2}{3}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (2.25)$$

Setelah mendapat nilai dari *Nusselt Number*, nilai koefisien perpindahan panas dapat ditentukan menggunakan persamaan 2.13.

Jika fluida yang ditinjau bersifat *external flow* (mengalir di luar sistem *tube*), maka hal pertama yang harus ditentukan

adalah jenis susunan *tube*. Pada gambar 2.5, dapat dilihat jenis-jenis susunan dalam sistem *tube*. Susunan pertama berjenis susunan *inline* (segaris) sementara susunan yang kedua berjenis susunan *staggered* (bersilangan). Lalu nilai *Renault Number* pada fluida *external flow* dicari menggunakan persamaan 2.21, hanya saja diameter yang digunakan adalah diameter hidrolis ( $D_h$ ). Setelah mencari nilai *Renault Number* pada fluida *external flow*, untuk susunan *inline*, maka nilai *Nusselt Number* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\bar{N}u_b = 0.9 c_n Re_b^{0.4} Pr_b^{0.36} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \text{untuk} \quad Re_b = 1 - 10^2 \quad (2.26)$$

$$\bar{N}u_b = 0.52 c_n Re_b^{0.5} Pr_b^{0.36} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \text{untuk} \quad Re_b = 10^2 - 10^3 \quad (2.27)$$

$$\bar{N}u_b = 0.27 c_n Re_b^{0.63} Pr_b^{0.36} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \text{untuk} \quad Re_b = 10^3 - 2 \times 10^5 \quad (2.28)$$

$$\bar{N}u_b = 0.033 c_n Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \text{untuk} \quad Re_b = 2 \times 10^5 - 2 \times 10^6 \quad (2.29)$$

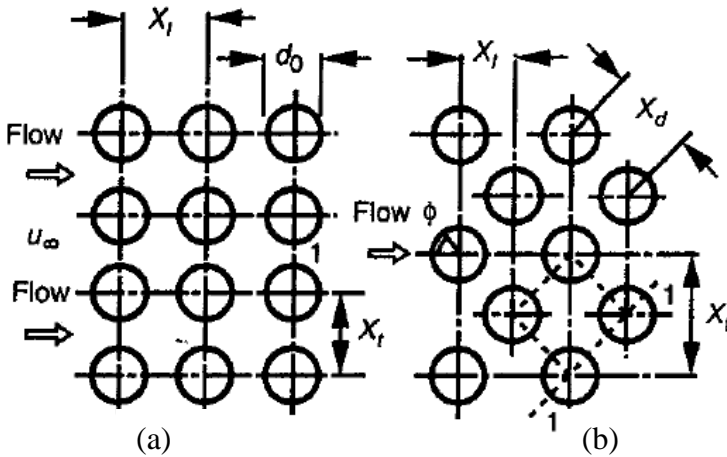
Sementara untuk susunan *staggered*, maka nilai *Nusselt Number* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\bar{Nu}_b = 1.04 c_n Re_b^{0.4} Pr_b^{0.36} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \text{untuk} \quad Re_b = 1 - 500 \quad (2.30)$$

$$\bar{Nu}_b = 0.71 c_n Re_b^{0.5} Pr_b^{0.36} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad \text{untuk} \quad Re_b = 500 - 10^3 \quad (2.31)$$

$$\bar{Nu}_b = 0.35 c_n Re_b^{0.6} Pr_b^{0.36} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \left( \frac{X_t}{X_l} \right)^{0.2} \quad \text{untuk} \quad Re_b = 10^3 - 2 \times 10^5 \quad (2.32)$$

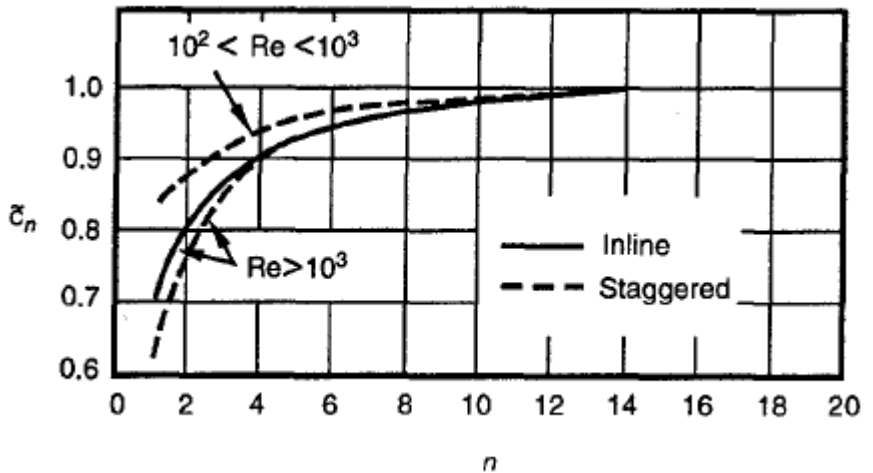
$$\bar{Nu}_b = 0.031 c_n Re_b^{0.8} Pr_b^{0.4} \left( \frac{Pr_b}{Pr_w} \right)^{0.25} \left( \frac{X_t}{X_l} \right)^{0.2} \quad \text{untuk} \quad Re_b = 2 \times 10^5 - 2 \times 10^6 \quad (2.33)$$



Gambar 2.5. Susunan sistem *tube*: (a) susunan *inline* (b) susunan *staggered*

Sementara  $C_n$  adalah faktor koreksi yang merupakan fungsi jumlah baris ( $n$ ) dan *Renault Number* yang besarnya dapat dilihat

pada gambar 2.6. Nilai ini dapat diabaikan jika besar  $n$  lebih dari 14.



Gambar 2.6 Grafik hubungan faktor koreksi dalam perhitungan *external flow*

Setelah mendapat nilai dari Nusselt Number, nilai koefisien perpindahan panas dapat ditentukan menggunakan persamaan 2.13 hanya diameter yang digunakan adalah diameter ekuivalen ( $D_h$ ).

#### 2.2.4. Persamaan *Force Convection* dalam Proses *Boiling*

Proses *boiling* adalah proses terjadinya perubahan fase fluida dari cair menjadi gas pada temperatur titik didih dan terjadi di atas permukaan padat. Terdapat perbedaan dalam meninjau besar nilai koefisien perpindahan panas dalam kasus ini. Beberapa ilmuwan telah merumuskan persamaan mereka masing-masing dalam meninjau kasus ini.

Salah satu ilmuwan yang mengusung persamaan dalam merumuskan koefisien perpindahan panas dalam kasus ini adalah

Kandlikar. Persamaan yang beliau usung untuk menentukan besarnya koefisien perpindahan panas dalam proses dua fase ini adalah (Sadik Kakac, 2012):

$$h_{TP} = C1(Co)^{c2}(25Fr_L)^{c5}h_{LO} + C3(Bo)^{c4}F_{fl}h_{LO} \quad (2.34)$$

dimana C merupakan konstanta yang didapat Kandlikar berdasarkan eksperimen, Co adalah *convection number*,  $Fr_L$  merupakan *Froude Number* pada fase cair,  $h_{LO}$  adalah koefisien perpindahan fluida saat *vapor quality* bernilai 0, Bo adalah *boiling number*, dan  $F_{fl}$  adalah faktor jenis fluida yang juga ditentukan oleh Kandlikar berdasarkan eksperimen. Nilai dari C dan  $F_{fl}$  dapat dilihat berturut-turut pada tabel 2.1. dan tabel 2.2. Untuk susunan *tube* vertikal, maka nilai C5 sama dengan 0.

Tabel 2.1. Nilai konstanta dari C1 hingga C5

Constant	Co < 0.65	Co > 0.65
C1	1.136	0.6683
C2	-0.9	-0.2
C3	667.2	1058.0
C4	0.7	0.7
C5	0.3	0.3

Tabel 2.2. Nilai  $F_{fl}$  untuk berbagai jenis fluida

Fluid	$F_{fl}$
Water	1.00
R-11	1.35
R-114	2.15
R-12	2.10
Nitrogen	3.00
Neon	3.00

Langkah untuk menemukan besarnya koefisien perpindahan panas dalam proses dua menurut Kandlikar adalah yang pertama, menentukan nilai  $h_{LO}$ . Untuk menentukan  $h_{LO}$ ,



dapat dirujuk kembali proses perhitungan pada subbab Persamaan *Force Convection* Satu Fase dalam pipa. Kemudian , nilai *convection number* dicari menggunakan persamaan:

$$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \quad (2.39)$$

dimana  $x$  merupakan kualitas uap. Setelah besar  $Co$  ditemukan, jika  $Co > 1.0$ , maka persamaan digunakan adalah:

$$F_{cb} = 1.0 + 0.8 \exp(1 - \sqrt{Co}) \quad (2.40)$$

Jika  $Co < 1.0$ , maka persamaan yang digunakan adalah:

$$F_{cb} = 1.8 Co^{-0.8} \quad (2.41)$$

Setelah mendapatkan  $F_{cb}$ , nilai  $F_0$  (*enhancement factor*) dicari menggunakan persamaan:

$$F_0 = F_{cb}(1 - x)^{0.8} \quad (2.42)$$

Nilai ini yang digunakan untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas  $cb$  (*convective boiling*) yang kemudian digunakan untuk mendapat  $Q''_{cb}$  (*heat flux convective boiling*). Persamaan yang digunakan berturut-turut adalah:

$$h_{cb} = F_0(h_{LO}) \quad (2.43)$$

$$U_{cb} = \left( \frac{r_o}{r_i} \frac{1}{h_{cb}} + \frac{r_o \ln(\frac{r_o}{r_i})}{k} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \quad (2.44)$$

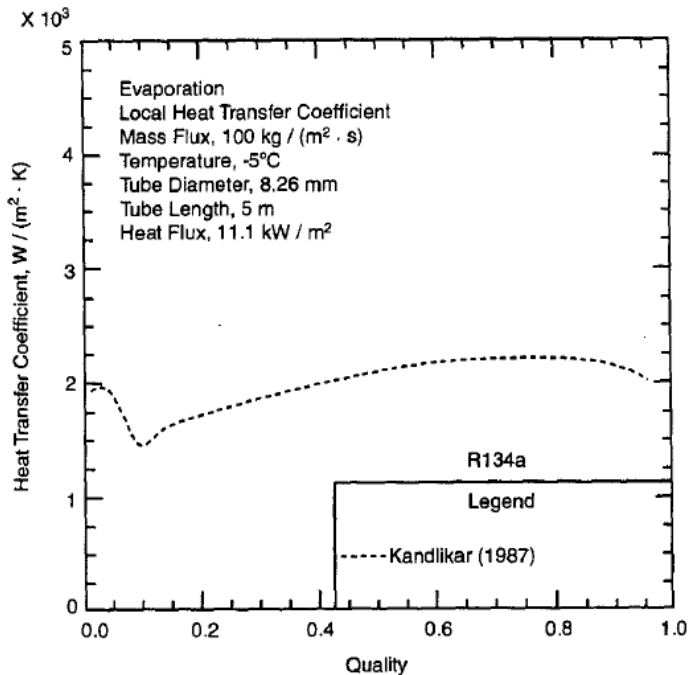
$$Q''_{cb} = U_{cb}(T_o - T_i) \quad (2.45)$$

Dengan didapatnya *heat flux convective boiling*, maka variabel terakhir yang dibutuhkan dapat ditentukan dengan persamaan:

$$Bo = Q''_{cb} / G \Delta h_v \quad (2.46)$$

Dari persamaan di atas, dapat dilihat bahwa nilai koefisien perpindahan panas dalam proses *boiling* ini merupakan

fungsi dari kualitas uap ( $x$ ). Untuk persamaan yang diusung Kandlikar, dapat dilihat pada gambar 2.7. pengaruh kualitas uap terhadap besarnya koefisien perpindahan panas.



Gambar 2.7. Grafik nilai koefisien perpindahan panas dalam proses boiling sebagai fungsi dari kualitas uap

### 2.2.5. Penurunan Tekanan dalam Alat Penukar Panas

Penurunan Tekanan (*pressure drop*) merupakan proses berkurangnya tekanan sepanjang lintasan aliran fluida dikarenakan gesekan. Penurunan tekanan perlu dipertimbangkan untuk menentukan daya yang dibutuhkan untuk memompa fluida dan mempertimbangkan daya yang dapat dihasilkan turbin dari sisa tekanan yang keluar dari alar penukar panas.

Dalam menentukan penurunan tekanan, diperlukan terlebih dahulu besar koefisien gesek dari fluida tersebut. Jika aliran fluida bersifat laminar, maka persamaan yang digunakan adalah:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (2.47)$$

Untuk jenis aliran *turbulen*, dapat meninjau dari persamaan 2.25. Setelah didapat besar koefisien gesek, maka besar penurunan tekanan dapat ditentukan menggunakan persamaan:

$$\Delta P_t = 4f \frac{L}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2} \quad (2.48)$$

## 2.3. Heat Recovery Steam Generator (HRSG)

*Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) merupakan komponen utama dalam siklus kombinasi. Seperti yang telah dijelaskan di atas, HRSG berfungsi memindah kalor pada gas sisa turbin dari siklus Brayton untuk mengubah air menjadi uap pada siklus Rankine. HRSG pada umumnya terdiri dari beberapa modul-modul yaitu *economizer*, *evaporator*, dan *superheater*. Untuk skema diagram HRSG dapat dilihat pada gambar 2.8 (D. L. Chase, Tanpa Tahun.).

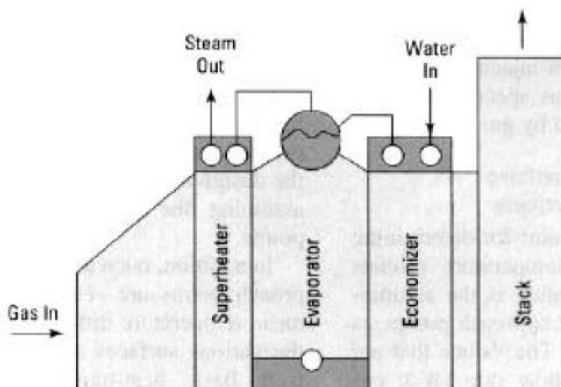
### 2.3.1 Modul-Modul HRSG

*Economizer* adalah elemen HRSG yang berfungsi untuk memanaskan air umpan sebelum memasuki drum ketel dan evaporator sehingga proses penguapan lebih ringan dengan memanfaatkan gas buang dari HRSG yang masih tinggi sehingga memperbesar efisiensi HRSG karena dapat memperkecil kerugian panas yang dialami HRSG. Air yang masuk pada evaporator sudah pada temperatur tinggi sehingga pipa-pipa evaporator tidak mudah rusak karena perbedaan temperatur yang tidak terlalu tinggi.

*Evaporator* merupakan elemen HRSG yang berfungsi untuk mengubah air hingga menjadi uap jenuh. Pada *evaporator* biasanya kualitas uap sudah mencapai 0,8 – 0,98, sehingga

sebagian masih berbentuk fase cair. *Evaporator* akan memanaskan uap air yang turun dari drum uap panas lanjut yang masih dalam fase cair agar berbentuk uap sehingga bisa diteruskan menuju *superheater*. Perpindahan panas yang terjadi pada *evaporator* adalah film pool boiling di mana air yang dipanaskan mendidih sehingga mengalami perubahan fase menjadi uap jenuh. Jenis evaporator ada 2 (dua) jenis yaitu *evaporator* bersirkulasi alami (bebas) dan evaporator bersirkulasi paksa (dengan pompa).

*Superheater* atau pemanas lanjut uap ialah alat untuk memanaskan uap jenuh menjadi uap panas lanjut (superheat vapor). Uap panas lanjut bila digunakan untuk melakukan kerja dengan jalan ekspansi di dalam turbin atau mesin uap tidak akan mengembun, sehingga mengurangi kemungkinan timbulnya bahaya yang disebabkan terjadinya pukulan balik (back stroke) yang diakibatkan mengembunnya uap belum pada waktunya sehingga menimbulkan vakum di tempat yang tidak semestinya di daerah ekspansi.



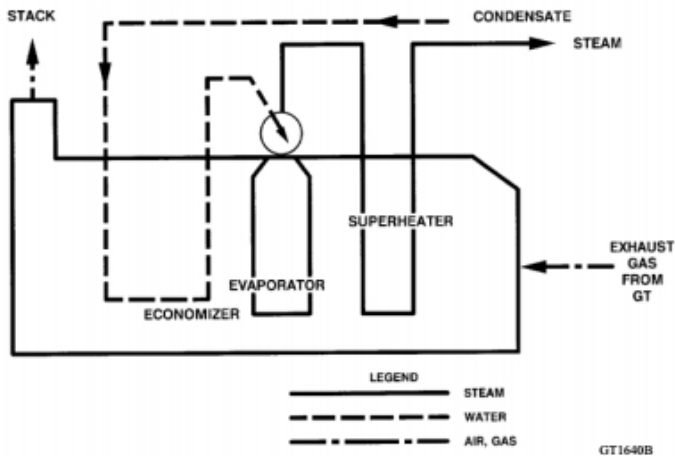
Gambar 2.8. Skema diagram HRSG

### 2.3.2. Tingkat Tekanan HRSG

Terdapat berbagai jenis tingkat tekanan yang dapat diaplikasikan dalam perancangan HRSG. Hal yang dapat menjadi pertimbangan dalam pemilihan jenis tekanan tertentu diantaranya faktor ekonomi, *footprint* (batas ruang), dan lain-lain. Berbagai tingkat tekanan tersebut adalah:

- *Single Pressure*

Tingkat tekanan ini merupakan jenis HRSG paling sederhana. Jenis ini hanya terdiri dari 1 tingkat tekanan dengan 1 *superheater*, 1 *evaporator*, dan 1 *economizer*. Dengan sistem yang sederhana ini, biaya instalasi dan ukuran HRSG menjadi lebih kecil dibandingkan dengan sistem tingkat tekanan lainnya. Skema diagram sistem ini dapat dilihat pada gambar 2.9.



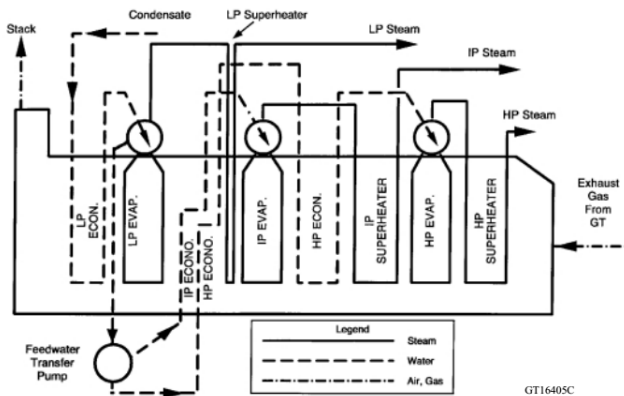
Gambar 2.9. Skema diagram *single pressure* HRSG

- *Multi Pressure*

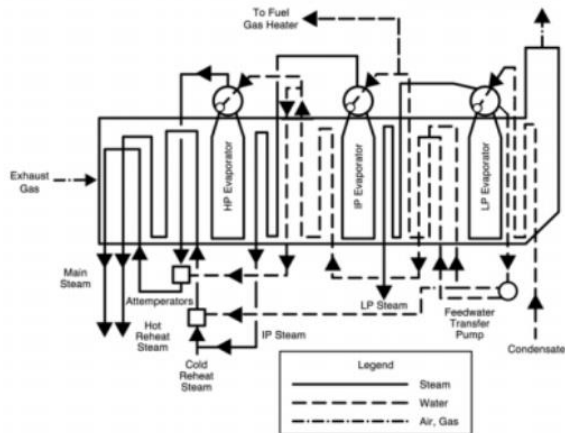
Jenis ini terdiri dari 2 atau 3 tingkat tekanan. Dengan sistem ini, biaya instalasi dan ukuran HRSG menjadi lebih besar dibandingkan dengan sistem 1 tingkat tekanan. Akan tetapi,

pemanfaatan gas buang menjadi lebih efektif sehingga daya yang dihasilkan turbin uap lebih besar. Skema diagram sistem ini dapat dilihat pada gambar 2.10.

Untuk *multi pressure* sendiri dapat dilengkapi dengan sistem *reheater* pada depan HRSG dan dapat juga tidak. Sistem *reheater* ini berguna untuk memanaskan ulang uap tingkat tinggi dan tingkat menengah setelah masuk *superheater* agar temperaturnya lebih tinggi. Dengan konstruksi ini, ongkos instalasi akan meningkat dan wilayah dibutuhkan seakin besar, akan tetapi efisiensi semakin meningkat. Skema diagram untuk *multi pressure* dengan sistem *reheat* dapat dilihat pada gambar 2.11.



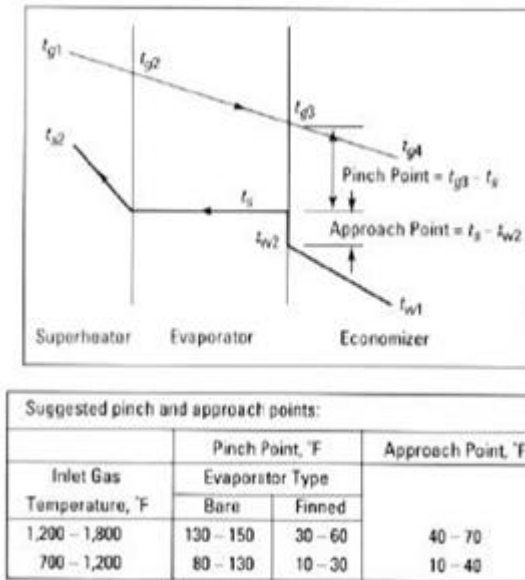
Gambar 2.10. Skema diagram *multi pressure* HRSG



Gambar 2.11. Skema diagram *multi pressure* HRSG dengan sistem *reheat*

### 2.3.3. Profil Temperatur pada HRSG

Dalam proses perancangan HRSG, temperatur keluar gas buang tidak dapat ditentukan sembarangan. Tindakan ini dapat menyebabkan terjadinya *cross temperature*, yaitu persilangan antara temperatur fluida dingin dengan temperatur fluida panas. Distribusi temperatur pada HRSG secara umum dapat dilihat pada gambar 2.12 yang terdiri dari *superheater*, *evaporator*, dan *economizer* pada sistem tekanan tingkat tunggal.



Gambar 2.12. Distribusi temperatur pada HRSG serta saran nilai temperatur pinch dan approach

Temperatur *pinch* dan *approach* berperan penting dalam perancangan HRSG. Dapat dilihat pada gambar 2.12. bahwa temperatur *pinch* adalah perbedaan temperatur antara temperatur gas buang saat keluar dari *evaporator* dengan temperatur air jenuh sementara temperatur *approach* adalah perbedaan temperatur antara temperatur air jenuh dengan temperatur air saat masuk *evaporator*. Nilai yang disarankan juga dapat dilihat pada gambar 2.12. Nilai ini akan berpengaruh dengan ukuran dari *superheater*, *evaporator*, dan *economizer* pada HRSG. Semakin kecil nilai mereka, maka ukuran HRSG akan semakin besar dan sebaliknya.



### 2.3.4. Efisiensi Termal HRSG

Dalam suatu sistem, analisis berpusat pada daerah dimana materi dan energi mengalir melaluinya. Perhitungan efisiensi termal HRSG dapat dilakukan dengan membandingkan laju aliran energi yang digunakan untuk menguapkan air menjadi uap panas lanjut atau superheated ( $\dot{Q}_h$ ) baik pada uap tekanan tinggi maupun uap tekanan rendah dan laju aliran energi yang terkandung dalam gas buang ( $\dot{Q}_{eg}$ ) dari sistem PLTGU yang berguna dalam HRSG, dirumuskan:

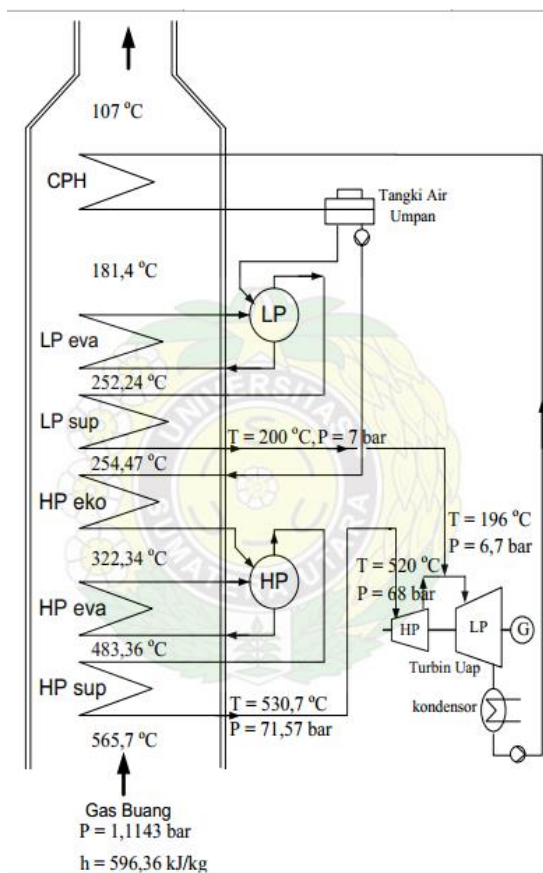
$$\eta = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_{eg}} \times 100\% \quad (2.49)$$

## 2.4. Penelitian Terdahulu

### 2.4.1. Rahmad Sugiharto – Perancangan *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) dengan Sistem Tekanan Uap Dua Tingkat Kapasitas Daya Pembangkitan 77 MW

Rahmad melakukan penelitian tentang perancangan HRSG berdasarkan data gas turbin yang beliau dapatkan dari hasil survey yang dilakukan di PT. PLN (persero) unit bisnis pembangkitan dan penyaluran Sumatera Bagian Utara Sektor Balawan. HRSG yang beliau rancangan jenis HRSG vertikal dengan 2 tingkat tekanan dilengkapi dengan *feed water preheater*.

Hasil yang didapat dari analisa tersebut adalah kondisi uap yang dihasilkan HRSG, neraca panas yang terjadi pada HRSG dan modul-modulnya, dimensi dari *tube* pada setiap modul HRSG, serta efisiensi dari HRSG. Untuk lebih jelas dapat dilihat pada gambar 2.13 (Sugiharto, 2009).



Gambar 2.13. Diagram alir perancangan instalasi gabungan Rahmad

## **BAB III**

### **METODOLOGI PENELITIAN**

#### **3.1. Tahap-Tahap Penelitian Tugas Akhir**

Metodologi yang digunakan dalam penyusunan Tugas Akhir “Perancangan *Heat Recovery Steam Generator* Sistem Tekanan 2 Tingkat dengan Variasi Beban Gas Turbin” adalah sebagai berikut:

##### **a. Studi Literatur**

Studi literatur dilakukan untuk meninjau literatur yang bersangkutan dengan topik penelitian Tugas Akhir. Literatur yang digunakan yaitu buku-buku, jurnal hasil penelitian, tugas akhir, serta artikel di internet. Studi literatur dilakukan dengan membaca, merangkum, dan menyimpulkan semua referensi tentang proses kerja dan perancangan HRSG.

##### **b. Pengambilan Data**

Untuk melakukan penelitian Tugas Akhir perlu didukung dengan pengambilan data yang cukup. Data yang diperlukan yaitu spesifikasi perancangan PLTGU serta data variasi kasus pada turbin gas.

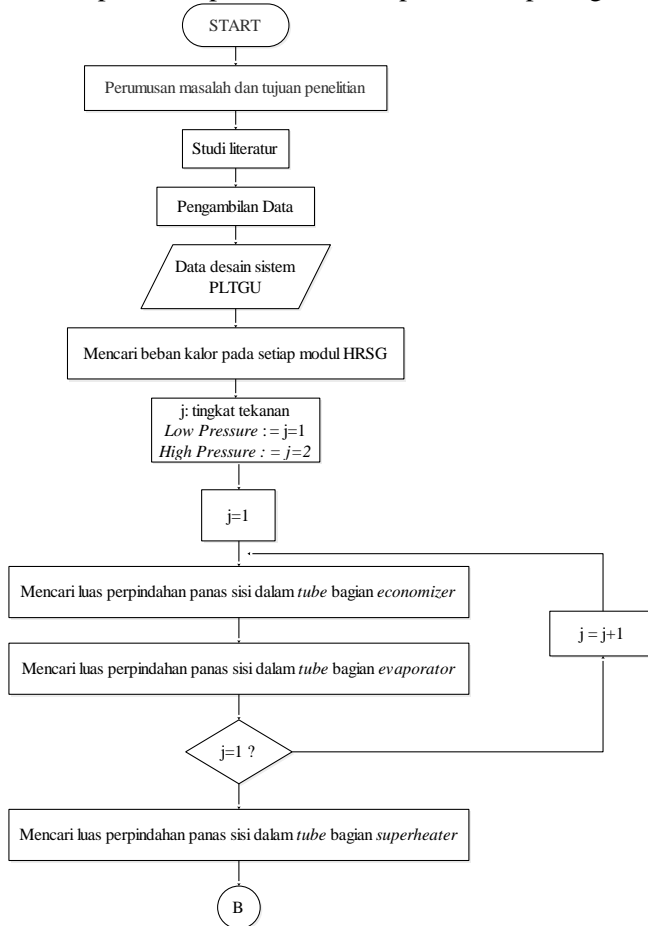
##### **c. Analisa Data**

Dari data yang diperoleh tersebut bisa diolah untuk menyelesaikan permasalahan dan mendapatkan hasil akhir yang diinginkan. Data utama yang digunakan dalam analisa perancangan HRSG yaitu *heat balance assessment* dari siklus kombinasi. Data ini berupa properti dari berbagai tingkat keadaan. Data yang digunakan berikutnya adalah data variasi beban gas turbin. Dari variasi ini akan dicari perbedaan beban kalor, laju alir massa air/uap yang dihasilkan, dan efisiensi HRSG masing-masing.

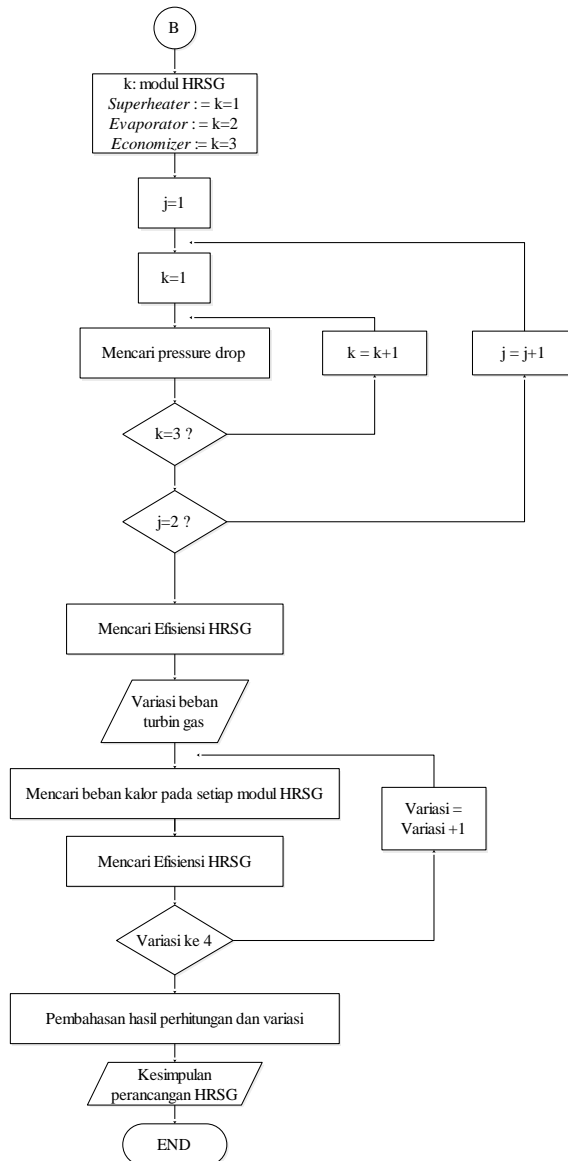
##### **d. Penyusunan Laporan Tugas Akhir**

Pada penyusunan laporan ini akan membahas secara detail hasil dari analisa data yang telah dilakukan sebelumnya. Laporan ini akan digunakan untuk menjawab semua perumusan masalah yang ada.

Tahap analisa penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.1.



Gambar 3.1. Alur analisa perancangan HRSG



Lanjutan gambar 3.1. Alur analisa perancangan HRSG

### 3.2. Spesifikasi Teknis Perancangan

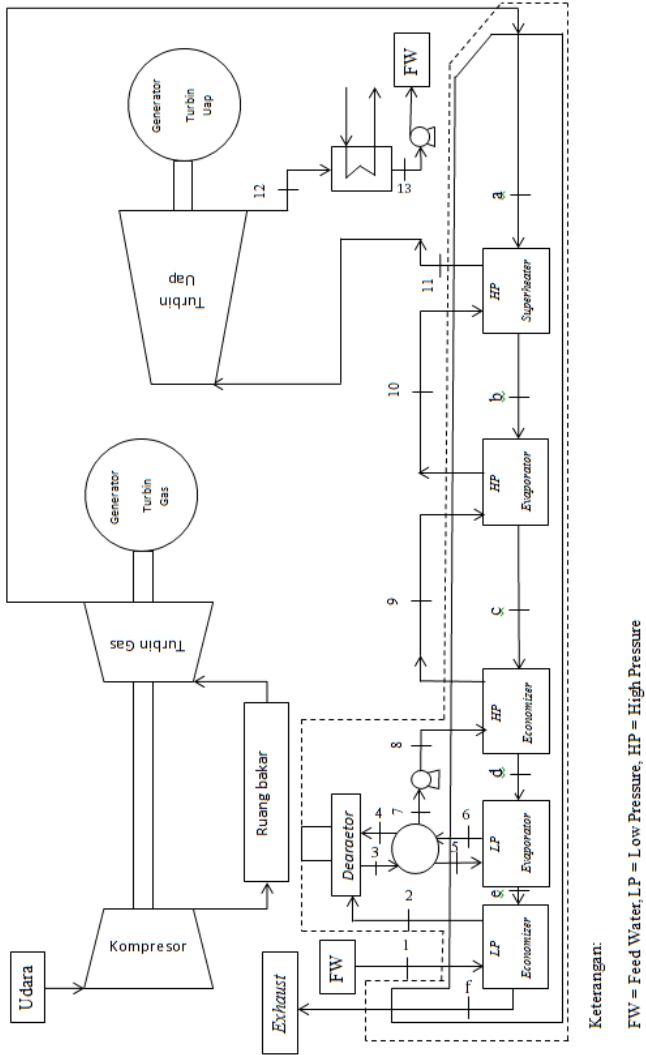
Dari hasil survei, didapat data-data spesifikasi yang digunakan untuk merancang HRSG berupat *heat balance assessment*. Data tersebut dapat dilihat pada gambar 3.2. dan pada tabel 3.1.:

Tabel 3.1 Data desain PLTGU

Keadaan a (gas masuk HRSG)	Temperatur (°C)	437
	Laju alir massa (ton/h)	607
	Kandungan O <sub>2</sub> (%)	12,29
	Kandungan N <sub>2</sub> (%)	69,35
	Kandungan CO <sub>2</sub> (%)	3,519
	Kandungan H <sub>2</sub> O (%)	14,01
	Kandungan Ar (%)	0,8333
	Kandungan SO <sub>2</sub> (%)	0
Keadaan f ( <i>exhaust gas</i> HRSG)	Temperatur (°C)	142
	Laju alir massa (ton/h)	607
Keadaan 1 (air masuk <i>LP Economizer</i> )	Temperatur (°C)	70
	Laju alir massa (ton/h)	85,4
	Tekanan (bar)	1,2
Keadaan 2 (air keluar <i>LP Economizer</i> )	Temperatur (°C)	95

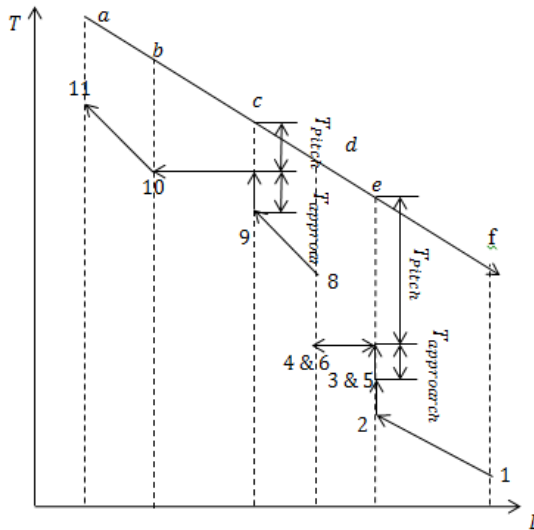
Lanjutan Tabel 3.1 Data desain PLTGU

Keadaan 3 (air keluar Deaerator)	Temperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	102,78
Keadaan 4 (uap masuk Daerator)	Temperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	104.78
	Laju alir massa (ton/h)	1,604
Keadaan 5 (Air masuk <i>LP Evaporator</i> )	Temperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	
	Laju alir massa (ton/h)	
Keadaan 4 (uap keluar <i>LP Evaporator</i> )	Laju alir massa (ton/h)	1,604
Keadaan 7 (air masuk <i>HP Feed Pump</i> )	Temperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	105
	Laju alir massa (ton/h)	85,4
Keadaan 8 (air keluar <i>HP Feed Pump</i> )	Temperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	105
	Tekanan (bar)	11,01
Keadaan 11 (air keluar <i>HP Superheater</i> )	Temperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )	400
	Tekanan (bar)	10
	Laju alir massa (ton/h)	66,92
Generator turbin gas	Daya yang dihasilkan (kW)	62483
Generator turbin uap	Daya yang dihasilkan (kW)	10532





Dari data perancangan di atas, dapat ditentukan distribusi temperatur dari HRSG seperti pada gambar 3.3.



Gambar 3.3. Distribusi temperatur HRSG yang di analisa

Dalam analisa perancangan ini, data yang divariasikan adalah beban dari gas turbin. Dampak dari variasi ini dapat dilihat pada perubahan *properties* pada tingkat keadaan a seperti besar laju alir massa, temperatur, dan kandungan gas. Data tersebut dapat dilihat pada tabel 3.2. Dari variasi ini akan dicari perbedaan beban kalor, laju alir massa air/uap yang dihasilkan, dan efisiensi HRSG masing-masing. Temperatur pada *stack* di jaga untuk lebih dari atau sama dengan 120 °C agar tidak melewati batas dew point. HRSG dirancang dengan 2 tingkat tekanan karena terbatasnya wilayah dan jenis turbin uap telah ditentukan beroperasi dengan tingkat uap tersebut.

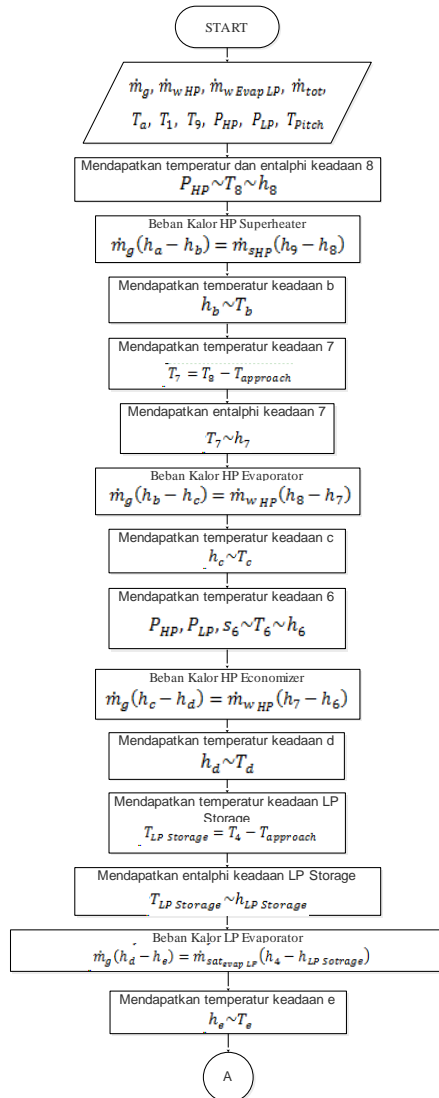
Tabel 3.2. Variasi beban gas turbin beserta properties pada tingkat keadaan a

		Case I	Case II	Case III	Case IV
Ambient Temp.		32 °C	32 °C	32 °C	32 °C
Atmospheric Pressure		1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar
Gas Turbine Load		100 %	90 %	80 %	70 %
Gas Turbine Exhaust Flow		168.611 kg/s	156.42 kg/s	145.90 kg/s	134.51 kg/s
Gas Turbine Exhaust Temp.		437°C	447.0 °C	441.3 °C	445.0 °C
Exhaust gas constituent % by volume	O2	12.29	12.57	12.85	13.10
	N2	69.35	70.02	70.31	70.71
	CO2	3.519	3.46	3.35	3.28
	H2O	14.01	13.11	12.64	12.07

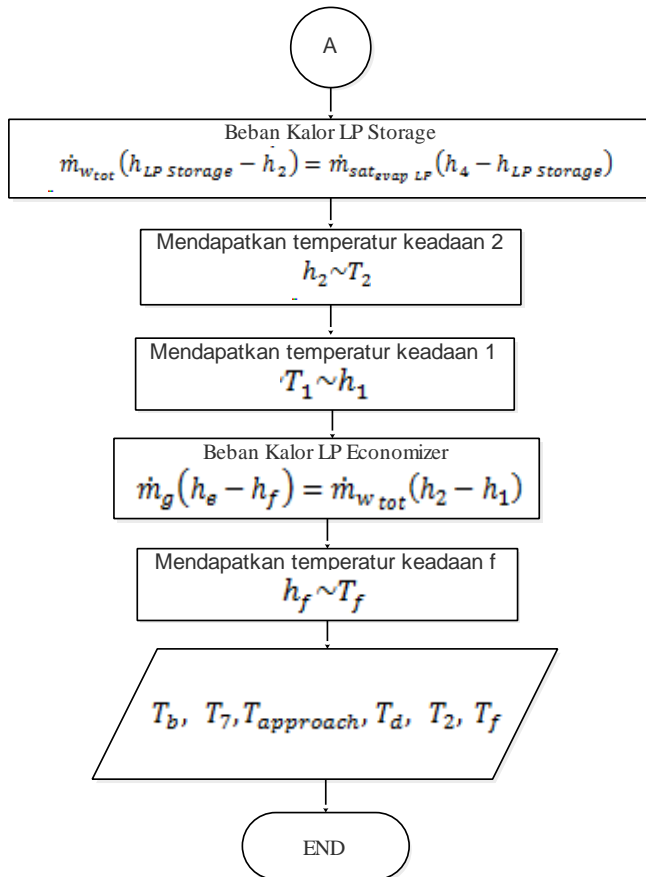
### 3.3. Tahap Perhitungan HRSG

#### 3.3.1. Tahap Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur Exhaust

Persamaan yang digunakan untuk menentukan beban kalor hingga temperatur gas keluar HRSG dapat dilihat pada gambar 3.4.



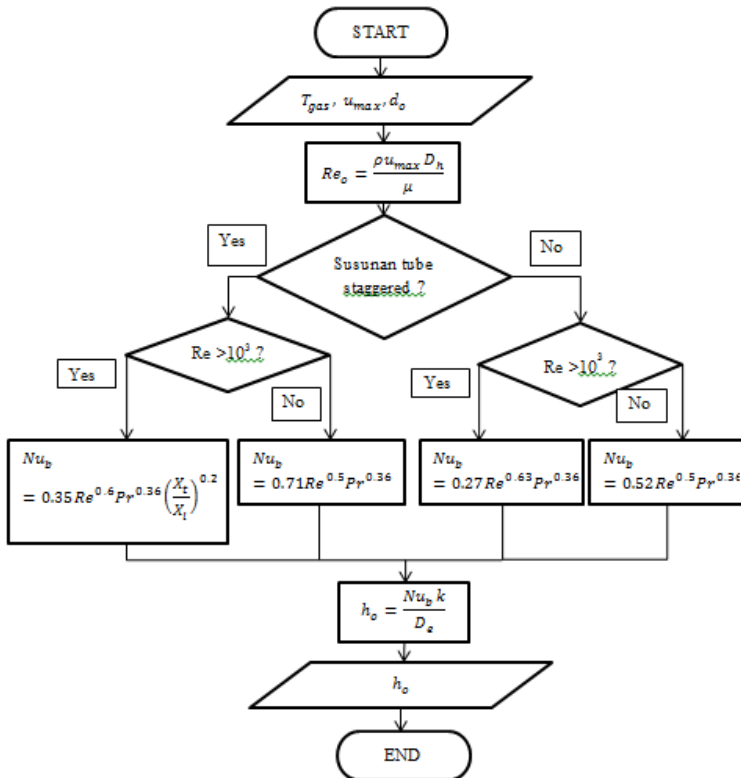
Gambar 3.4. Alur perhitungan mencari beban kalor dan temperatur stack



Lanjutan gambar 3.4. Alur perhitungan mencari beban kalor dan temperatur stack

### 3.3.2. Tahap Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Sisi Luar

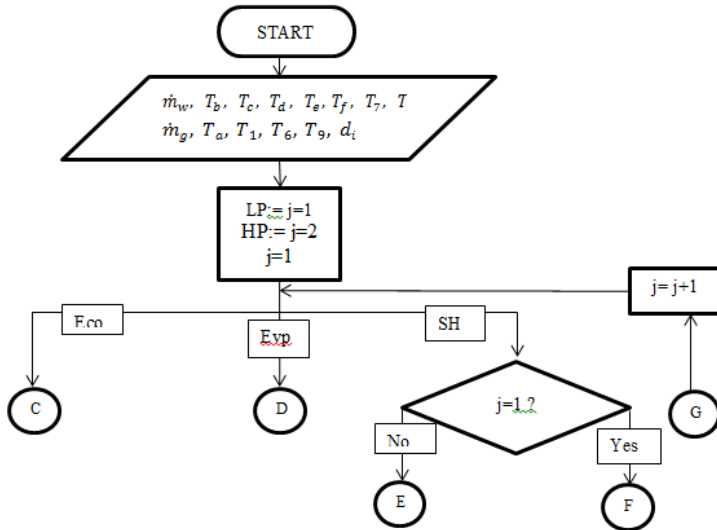
Persamaan yang digunakan untuk menentukan efisiensi HRSG dapat dilihat pada gambar 3.5.



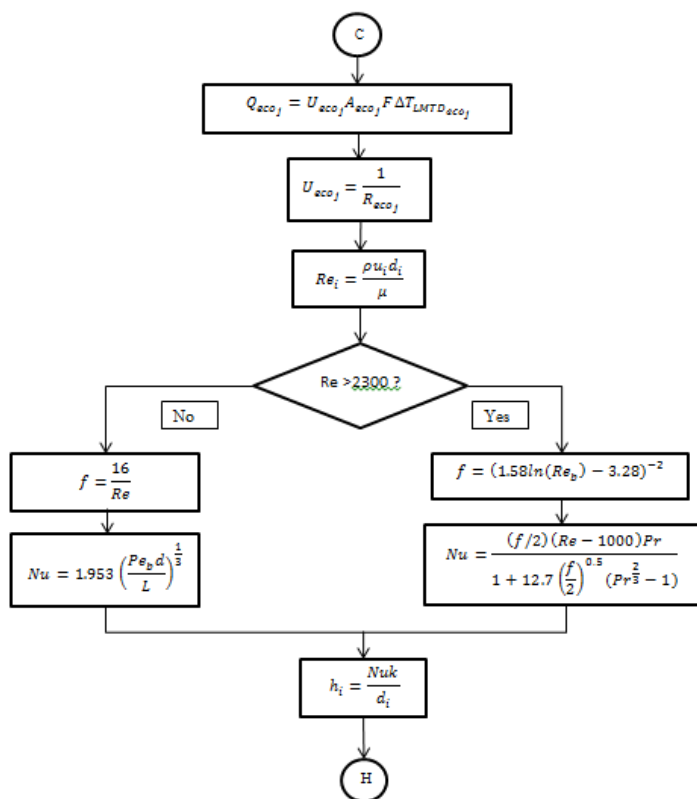
Gambar 3.5. Alur perhitungan mencari koefisien perpindahan panas sisi luar

### 3.3.3. Tahap Perhitungan Luas Perpindahan Panas Serta Dimensi Tube

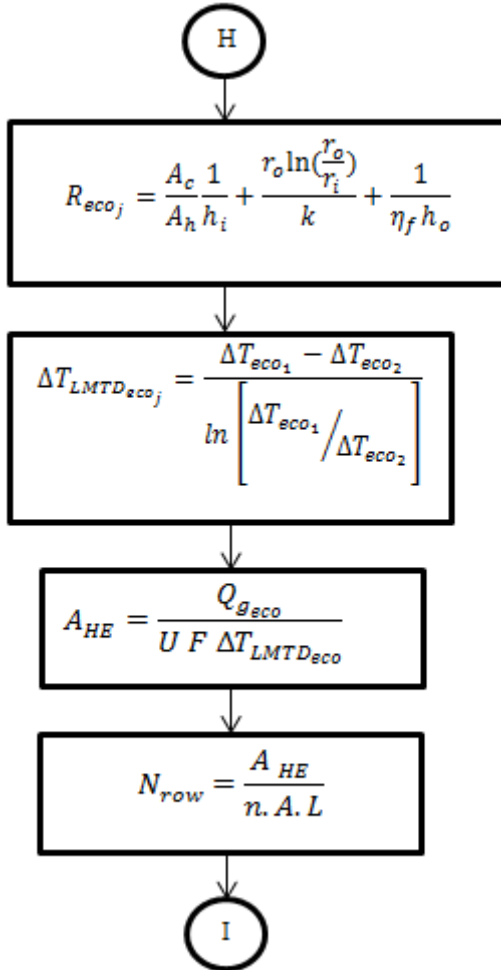
Persamaan yang digunakan untuk menentukan luas perpindahan panas serta dimensi tube dilihat pada gambar 3.6. hingga gambar 3.13.



Gambar 3.6. Alur perhitungan membagi perhitungan tergantung modul HRSG

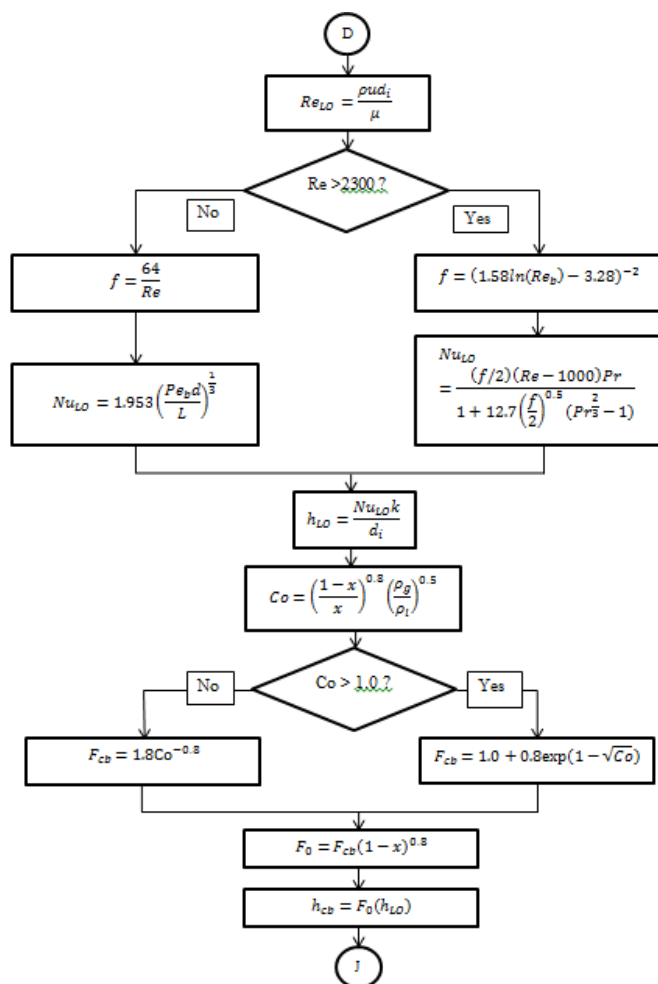


Gambar 3.7. Alur perhitungan mencari koefisien perpindahan panas sisi dalam *tube* bagian *economizer*

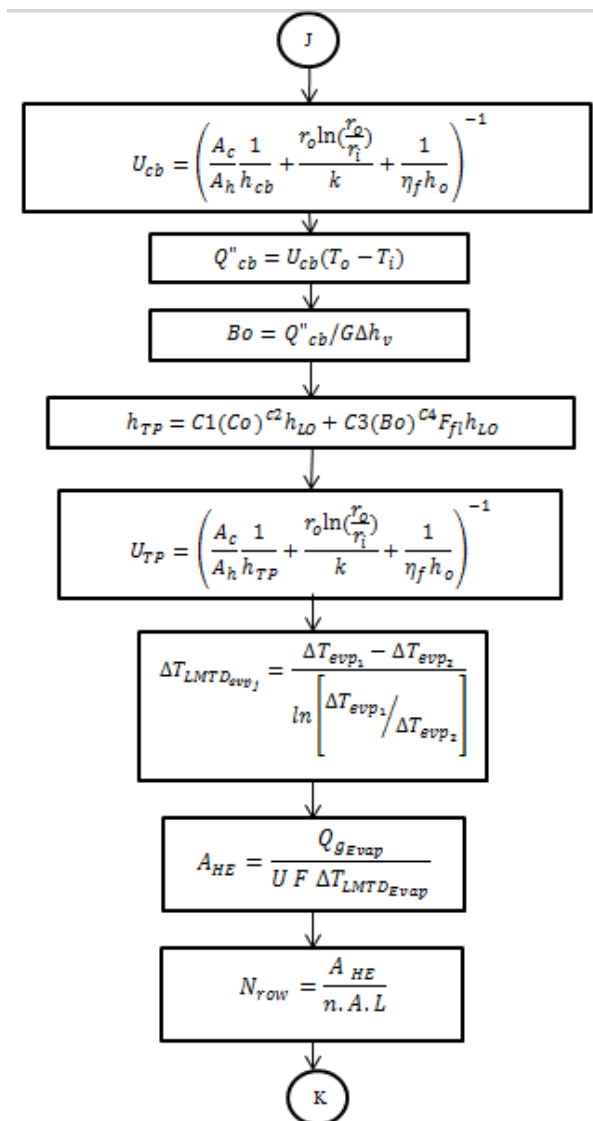


Gambar 3.8. Alur perhitungan mencari luas perpindahan panas sisi dalam *tube* bagian *economizer*

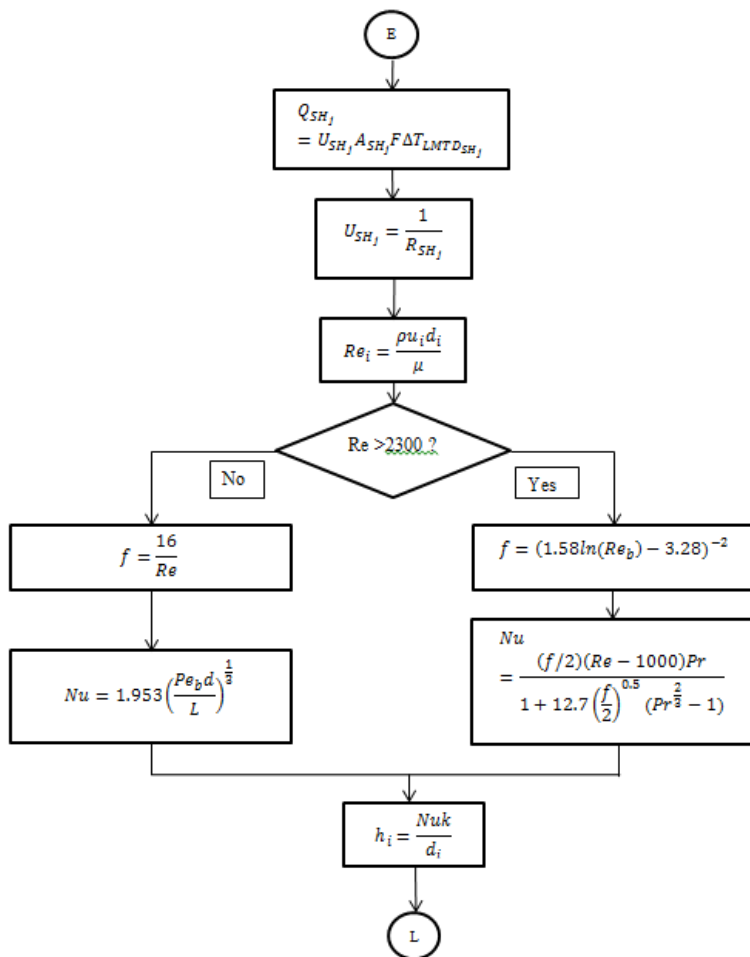




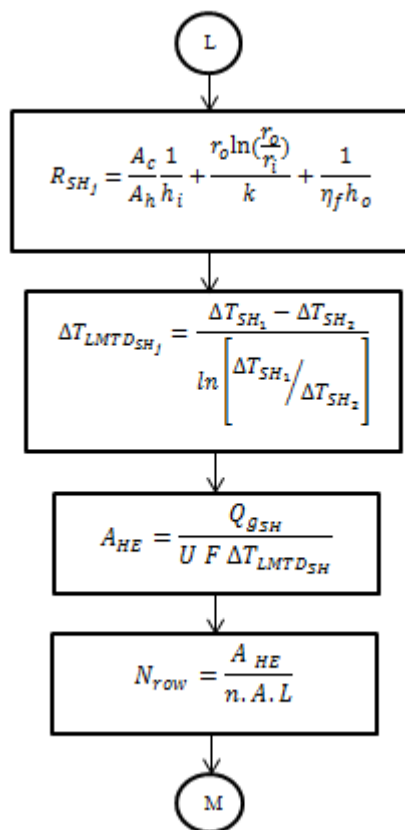
Gambar 3.9. Alur perhitungan mencari koefisien perpindahan panas sisi dalam *tube* bagian *evaporator*



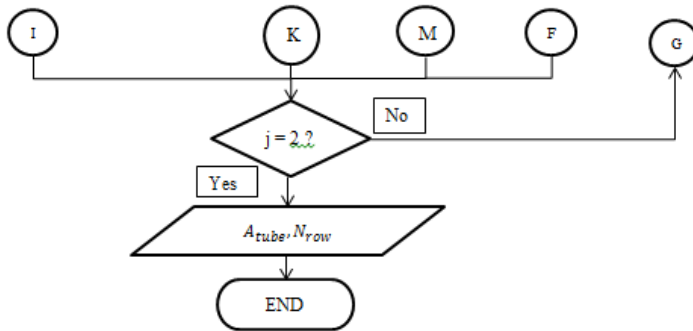
Gambar 3.10. Alur perhitungan mencari luas perpindahan panas sisi dalam *tube* bagian *evaporator*



Gambar 3.11. Alur perhitungan mencari koefisien perpindahan panas sisi dalam *tube* bagian *superheater*



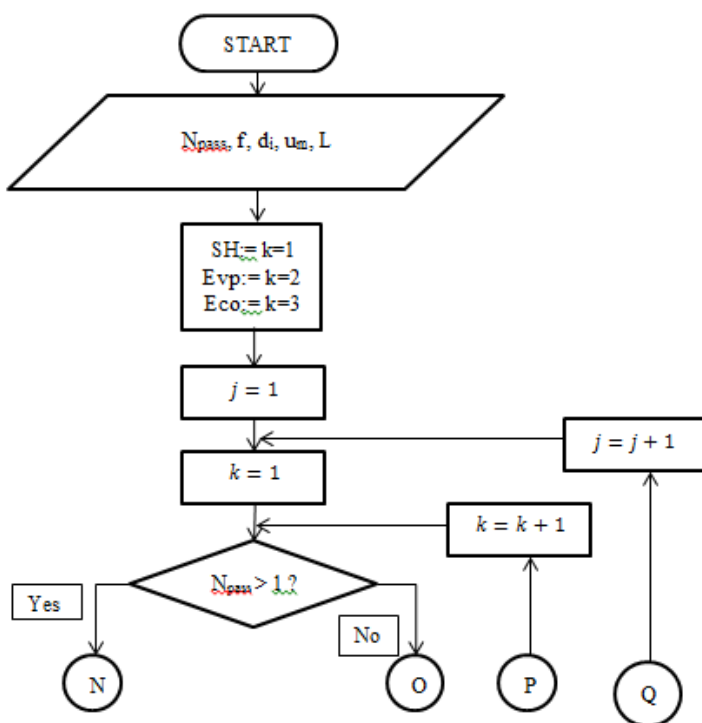
Gambar 3.12. Alur perhitungan mencari luas perpindahan panas sisi dalam *tube* bagian *superheater*



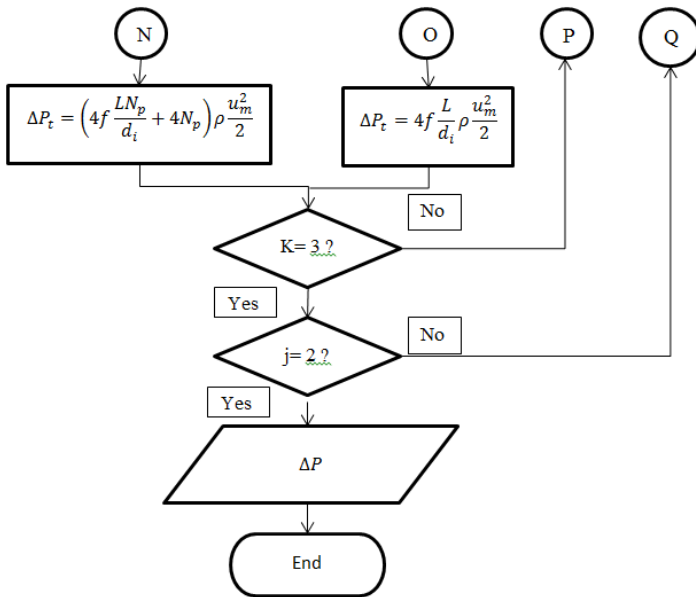
Gambar 3.13. Alur perhitungan hasil akhir mencari luas perpindahan panas

### 3.3.4. Tahap Perhitungan *Pressure Drop*

Persamaan yang digunakan untuk menentukan *pressure drop* pada setiap modul dalam HRSG dilihat pada gambar 3.6. hingga gambar 3.13.



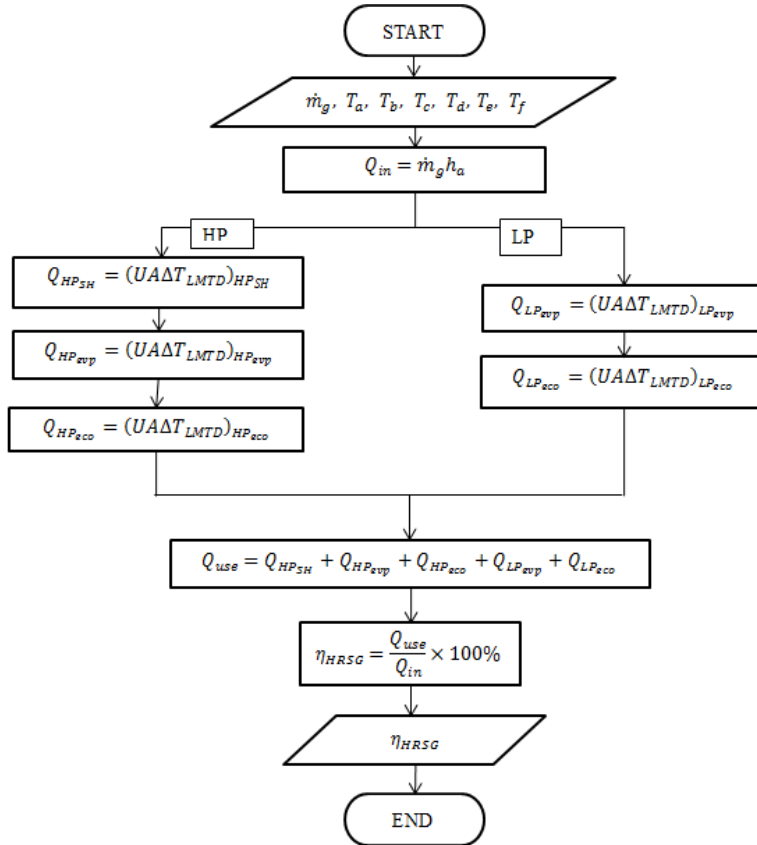
Gambar 3.14. Alur perhitungan mencari *pressure drop*



Lanjutan Gambar 3.14. Alur perhitungan mencari *pressure drop*

### 3.3.5. Tahap Perhitungan Efisiensi HRSG

Persamaan yang digunakan untuk menentukan efisiensi HRSG dapat dilihat pada gambar 3.15.

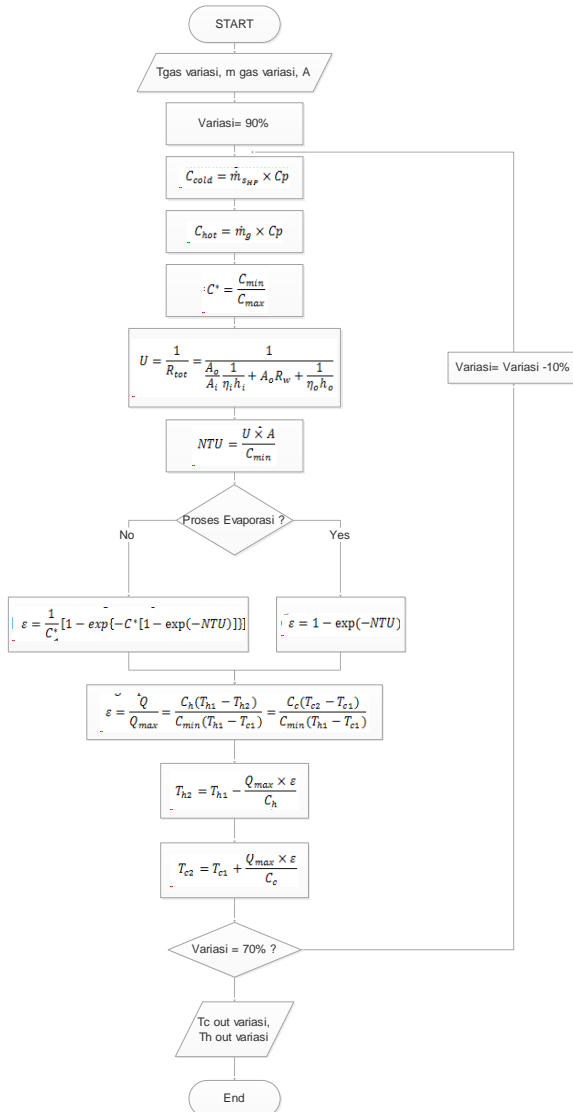


Gambar 3.15. Alur perhitungan mencari efisiensi HRSG



### **3.3.6. Tahap Perhitungan Pengaruh Variasi**

Persamaan yang digunakan untuk menentukan pengaruh variasi beban turbin terhadap temperatur keluar fluida dapat dilihat pada gambar 3.16.



Gambar 3.16. Alur perhitungan menentukan pengaruh variasi beban turbin terhadap temperatur keluar fluida

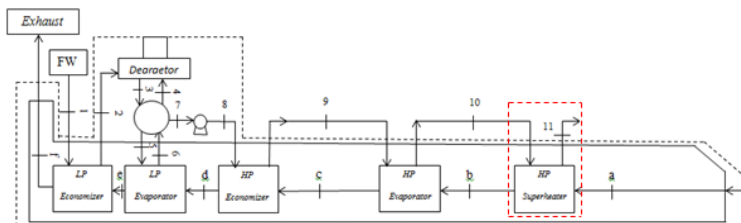
## BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

### 4.1. Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur

Dari data desain yang telah diberikan, tahap awal yang perlu dilakukan adalah meninjau beban kalor yang bekerja pada masing-masing modul HRSG. Dengan membandingkan besar kalor antara fluida panas (gas berasal dari turbin gas) dengan fluida dingin (air / uap yang digunakan untuk turbin uap), maka didapat temperatur pada titik tertentu yang sebelumnya tidak diketahui. Dengan diketahui titik-titik temperatur ini, dapat dicari perbedaan temperatur LMTD yang berguna untuk mencari luas permukaan perpindahan panas. Untuk distribusi temperatur serta skema perancangan HRSG, dapat merujuk kembali pada gambar 3.2. dan 3.3.

#### 4.1.1. Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur pada *HP Superheater*

Pada subbab ini, akan ditinjau beban kalor pada modul *HP superheater* seperti pada gambar 4.1.



Gambar 4.1. Analisa pada modul *HP Superheater*

Untuk meninjau beban kalor dan mendapat temperatur di keadaan yang besarnya belum diketahui pada *HP superheater*, digunakan persamaan kalor antar gas buang turbin dengan uap hasil evaporasi.

$$Q_{g_{HP_{SH}}} = Q_{s_{HP_{SH}}}$$

$$\dot{m}_g(h_a - h_b) = \dot{m}_{s_{HP}}(h_{11} - h_{10})$$

Dari data desain pada tabel 3.1. dapat ditentukan nilai laju alir massa gas dan uap, yaitu:

$$\dot{m}_g = 607 \frac{\text{ton}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ kg/s}}{3,6 \text{ ton/h}} = 168,61 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{s_{HP}} = 66,92 \frac{\text{ton}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ kg/s}}{3,6 \text{ ton/h}} = 18,59 \text{ kg/s}$$

Untuk *balance massa* pada modul ini dapat dilihat pada tabel 4.1.

Tabel 4.1. *Balance massa* pada modul *HP Superheater*

<i>HP Superheater</i>			
Masuk		Keluar	
Keadaan 10 (uap)	18.59 kg/s	Keadaan 11 (uap)	18.59 kg/s
Keadaan a (gas)	168.61 kg/s	Keadaan b (gas)	168.61 kg/s
Total	187.2 kg/s	Total	187.2 kg/s

Sementara untuk mendapatkan nilai enthalpi masing-masing jenis fluida, dapat menggunakan tabel untuk jenis uap dan software dari situs <http://www.increase-performance.com/calc-flue-gas-prop.html> untuk jenis gas buang dan untuk nilai dari air/uap dapat menggunakan

[http://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser\\_dampf\\_e.html](http://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser_dampf_e.html).

- Uap:

$$P_{HP} = 11 \text{ bar} \sim T_{10} = T_{sat_{HP}} = 184^{\circ}C$$

$$h_{10} = 2780,67 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{11} = 401^{\circ}C \text{ \& } P_{HP} = 11 \text{ bar}$$

$$h_{11} = 3264,92 \text{ kJ/kg}$$

- Gas:

$$\text{Kandungan gas \& } T_a = 437^{\circ}C$$

$$h_a = 474 \text{ kJ/kg}$$

Dari data di atas, dapat dicari enthalpi dan temperatur pada keadaan b (gas keluar *superheater*).

$$\begin{aligned} h_b &= h_a - \frac{\dot{m}_{s_{HP}}(h_{11} - h_{10})}{\dot{m}_g} \\ &= 474 - \frac{18,59 (3264,92 - 2780,67)}{168,61} = 420,71 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$= 420,60 \text{ kJ/kg}$$

$$T_b = 391,36^{\circ}C$$

Dengan didapat nilai temperatur dan enthalpi dari fluida panas dan dingin dari keadaan keluar dan masuk pada modul ini, dapat dianalisa energi masuk dan keluar pada modul ini dengan persamaan:

$$\begin{aligned} Q_{g_{HP_{SH}}} &= \dot{m}_g(h_a - h_b) \\ &= 168,61 \times (474 - 420,60) \times 10^3 \\ &= 9002,37 \times 10^3 \text{ W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{s_{HP_{SH}}} &= \dot{m}_{s_{HP}}(h_{11} - h_{10}) \\ &= 18,59 \times (3264,92 - 2780,67) \times 10^3 \\ &= 9002,37 \times 10^3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

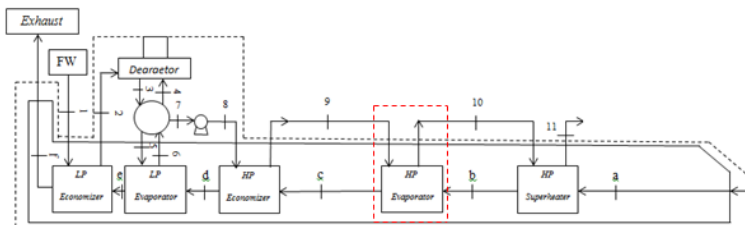
*Balance energi* pada modul ini dapat dilihat pada tabel 4.2.

Tabel 4.2. *Balance energi* pada modul *HP Superheater*

<i>HP Superheater</i>			
Q Masuk (hot)		Q Keluar (cold)	
Keadaan a menjadi keadaan b (gas)	$9002.37 \times 10^3 \text{ W}$	Keadaan 10 menjadi 11 (uap)	$9002.37 \times 10^3 \text{ W}$

#### 4.1.2. Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur pada *HP Evaporator*

Pada subbab ini, akan ditinjau beban kalor pada modul *HP Evaporator* seperti pada gambar 4.2.



Gambar 4.2. Analisa pada modul *HP Evaporator*

Untuk *balance massa* pada modul ini dapat dilihat pada tabel 4.3.

Tabel 4.3. *Balance massa* pada modul *HP Evaporator*

<i>HP Evaporator</i>			
Masuk		Keluar	
Keadaan 9 (air)	18.59 kg/s	Keadaan 10 (uap)	18.59 kg/s
Keadaan b (gas)	168.61 kg/s	Keadaan c (gas)	168.61 kg/s
Total	187.2 kg/s	Total	187.2 kg/s

Untuk mendapatkan temperatur dan enthalpi pada keadaan 9 (air masuk *HP evaporator*), perlu ditentukan besarnya  $T_{approach}$ .  $T_{approach}$  dapat ditentukan sebesar  $2^{\circ}\text{C}$  agar beban evaporator tidak terlalu berat. Maka:

$$T_9 = T_{10} - T_{approach} = 184 - 2 = 182^{\circ}\text{C}$$

$$h_9 = 772.06 \text{ kJ/kg}$$

Dengan metode dan data yang sama dengan subbab perhitungan beban kalor dan temperatur pada modul sebelumnya, didapat:

$$T_{10} = 184^{\circ}\text{C}$$

$$h_{10} = 2780,67 \text{ kJ/kg}$$

$$h_b = 420,60 \text{ kJ/kg}$$

$$T_b = 391.36^{\circ}\text{C}$$

$$h_c = 199,15 \text{ kJ/Kg}$$

$$T_c = 197,14^{\circ}\text{C}$$

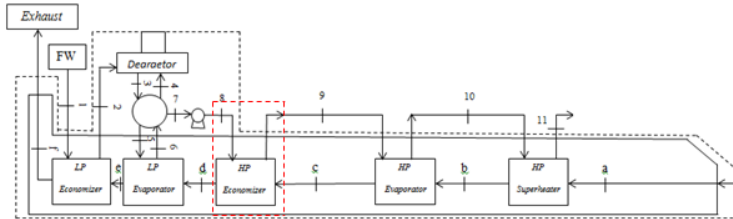
Dengan didapat nilai temperatur dan enthalpi dari fluida panas dan dingin dari keadaan keluar dan masuk pada modul ini, *balance energi* pada modul ini dapat dilihat pada tabel 4.4.

Tabel 4.4. *Balance energi* pada modul *HP Evaporator*

<i>HP Evaporator</i>			
Q Masuk (hot)		Q Keluar (cold)	
Keadaan b menjadi keadaan c (gas)	$37340.09 \times 10^3 \text{ W}$	Keadaan 10 menjadi 11 (air ke uap)	$37340.09 \times 10^3 \text{ W}$

#### 4.1.3. Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur pada HP Economizer

Pada subbab ini, akan ditinjau beban kalor pada modul HP Economizer seperti pada gambar 4.3.



Gambar 4.3. Analisa pada modul HP Economizer

Untuk *balance massa* pada modul ini dapat dilihat pada tabel 4.5.

Tabel 4.5. *Balance massa* pada modul HP Economizer

HP Economizer			
Masuk		Keluar	
Keadaan 8 (air)	18.59 kg/s	Keadaan 9 (air)	18.59 kg/s
Keadaan c (gas)	168.61 kg/s	Keadaan d (gas)	168.61 kg/s
Total	187.2 kg/s	Total	187.2 kg/s

Untuk mendapatkan temperatur dan enthalpi pada keadaan 6 (air masuk *economizer*), perlu ditinjau menggunakan persamaan termodinamika yang terjadi pada saat air masuk pompa. Maka:

$$P_{LP} = 1,2 \text{ bar}, T_7 = 102,78^\circ\text{C}$$

$$h_7 = 430.84 \text{ kJ/kg}, v_7 = 1,047 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_{HP} = 11 \text{ bar}$$

$$W_{pompa} = v_7(P_{HP} - P_{LP})$$

$$W_{pompa} = (1,047 \times 10^{-3} (11 - 1.2) \times 10^2) \text{ kJ/kg} \\ = 1,026 \text{ kJ / kg}$$

$$h_8 = W_{pompa} + h_7$$

$$h_8 = (1,026 + 430.84) \text{ kJ/kg} = 431,026 \text{ kJ/kg}$$



$$T_8 = 103^\circ\text{C}$$

Dengan metode dan data yang sama dengan subbab perhitungan beban kalor dan temperatur pada modul sebelumnya, didapat:

$$T_9 = 182^\circ\text{C}$$

$$h_9 = 772.06 \text{ kJ/kg}$$

$$h_c = 199,15 \text{ kJ/Kg}$$

$$T_c = 197,14^\circ\text{C}$$

$$h_d = 161,55 \text{ kJ/kg}$$

$$T_d = 163,36^\circ\text{C}$$

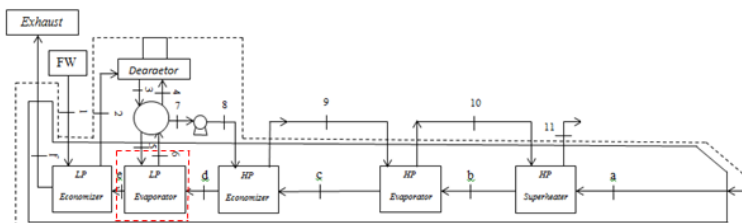
Dengan didapat nilai temperatur dan enthalpi dari fluida panas dan dingin dari keadaan keluar dan masuk pada modul ini, *balance energi* pada modul ini dapat dilihat pada tabel 4.6.

Tabel 4.6. *Balance energi* pada modul *HP Economizer*

HP Economizer			
Q Masuk (hot)		Q Keluar (cold)	
Keadaan c menjadi keadaan d (gas)	$6339.73 \times 10^3 \text{ W}$	Keadaan 8 menjadi 9 (air)	$6339.73 \times 10^3 \text{ W}$

#### 4.1.4. Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur pada LP Evaporator

Pada subbab ini, akan ditinjau beban kalor pada modul *LP Evaporator* seperti pada gambar 4.4.



Gambar 4.4. Analisa pada modul *LP Evaporator*

Dari data desain pada tabel 3.1. dapat ditentukan nilai laju alir massa air masuk evaporator yang uapnya kemudian akan digunakan untuk proses deaerasi, yaitu:

$$\dot{m}_5 = 1,604 \frac{\text{ton}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ kg/s}}{3,6 \text{ ton/h}} = 0,44 \text{ kg/s}$$

Untuk *balance massa* pada modul ini dapat dilihat pada tabel 4.7.

Tabel 4.7. *Balance massa* pada modul *LP Evaporator*

<i>LP Evaporator</i>			
Masuk		Keluar	
Keadaan 5 (air)	0,44 kg/s	Keadaan 6 (uap)	0,44kg/s
Keadaan d (gas)	168.61 kg/s	Keadaan e (gas)	168.61 kg/s
Total	169.05 kg/s	Total	169.05 kg/s

Untuk mendapatkan temperatur dan enthalpi pada keadaan 5 (air masuk *LP evaporator*), perlu ditentukan besarnya *Tapproach*. *Tapproach* dapat ditentukan sebesar 2°C agar beban evaporator tidak terlalu berat. Maka:

$$T_5 = T_5 - T_{\text{approach}} = 104,78 - 2 = 102,78^\circ\text{C}$$

$$h_5 = 430.84 \text{ kJ/kg}$$

Dengan metode dan data yang sama dengan subbab perhitungan beban kalor dan temperatur pada modul sebelumnya didapat:

$$T_6 = 104.78^\circ\text{C}$$

$$h_6 = 2683,06 \text{ kJ/kg}$$

$$h_d = 161,55 \text{ kJ/kg}$$

$$T_d = 163,36^\circ\text{C}$$

$$h_e = 155,67 \text{ kJ/kg}$$

$$T_e = 158,06^\circ\text{C}$$

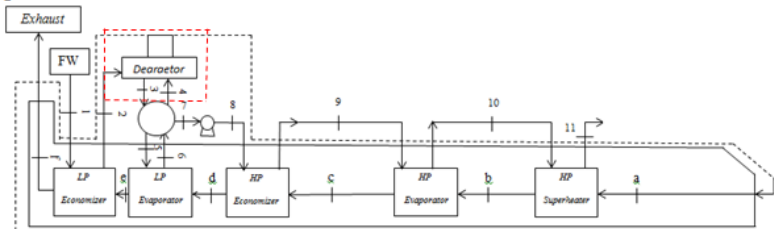
Dengan didapat nilai temperatur dan enthalpi dari fluida panas dan dingin dari keadaan keluar dan masuk pada modul ini, *balance energi* pada modul ini dapat dilihat pada tabel 4.8.

Tabel 4.8. *Balance energi* pada modul *LP Evaporator*

<i>LP Evaporator</i>			
Q Masuk (hot)		Q Keluar (cold)	
Keadaan d menjadi keadaan e (gas)	$990.98 \times 10^3 \text{ W}$	Keadaan 5 menjadi 6 (air ke uap)	$990.98 \times 10^3 \text{ W}$

#### 4.1.5. Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur pada *Deaerator*

Pada subbab ini, akan ditinjau beban kalor pada modul *LP Storage* seperti pada gambar 4.5.



Gambar 4.5. Analisa pada deaerator

Untuk *balance massa* pada modul ini dapat dilihat pada tabel 4.9.

Tabel 4.9. *Balance massa* pada *deaerator*

<i>Deaerator</i>			
Masuk		Keluar	
Keadaan 4 (air)	0,44 kg/s	Keadaan 3 (air)	19.03 kg/s
Keadaan 2 (air)	18.59 kg/s		
Total	19.03 kg/s	Total	19.03 kg/s

Pada *deaerator*, air dari *LP economizer* dicampur dengan uap hasil *LP evaporator*. Campuran ini yang sebagian akan digunakan untuk dipompa masuk ke *HP economizer* dan sebagian yang lain digunakan untuk dijadikan uap pada evaporator. Persamaan beban kalor yang terjadi pada *deaerator* adalah:

$$Q_{wLP_{eco\ out}} = Q_{satLP_{evp}}$$

$$\dot{m}_{w_{tot}}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{sat_{evap\ LP}}(h_4 - h_3)$$

Dengan metode dan data yang sama dengan subbab perhitungan beban kalor dan temperatur pada modul sebelumnya didapat:

$$T_4 = T_6 = 104,78^\circ C$$

$$h_4 = h_6 = 2683,06\ kJ/kg$$

$$T_3 = T_5 = 102,78^\circ C$$

$$h_3 = h_5 = 430.84\ kJ/kg$$

$$h_2 = 377,53\ kJ/Kg$$

$$T_2 = 90,1^\circ C$$

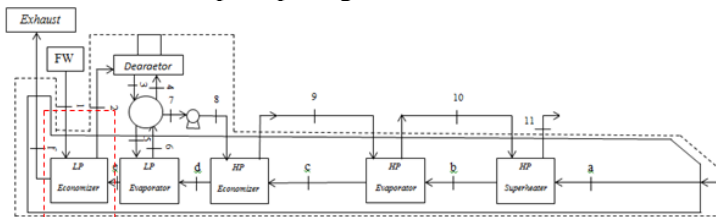
Dengan didapat nilai temperatur dan enthalpi dari fluida panas dan dingin dari keadaan keluar dan masuk pada modul ini, *balance energi* pada sistem ini dapat dilihat pada tabel 4.10.

Tabel 4.10. *Balance energi* pada sistem *deaerator*

<i>Deaerator</i>			
Q Masuk (hot)		Q Keluar (cold)	
Keadaan 4 menjadi keadaan 3 (uap ke air)	$990.98 \times 10^3 \text{ W}$	Keadaan 2 menjadi 3 (air)	$990.98 \times 10^3 \text{ W}$

#### 4.1.6. Perhitungan Beban Kalor dan Temperatur pada *LP Economizer*

Pada subbab ini, akan ditinjau beban kalor pada modul *LP Economizer* seperti pada gambar 4.6.

Gambar 4.6. Analisa pada modul *LP Economizer*

Untuk *balance massa* pada modul ini dapat dilihat pada tabel 4.11.

Tabel 4.11. *Balance massa* pada modul *LP Economizer*

<i>LP Economizer</i>			
Masuk		Keluar	
Keadaan 1 (air)	18.59 kg/s	Keadaan 2 (air)	18.59 kg/s
Keadaan e (gas)	168.61 kg/s	Keadaan f (gas)	168.61 kg/s
Total	187.2 kg/s	Total	187.2 kg/s

Dengan metode dan data yang sama dengan subbab perhitungan beban kalor dan temperatur pada modul sebelumnya, didapat:

$$h_2 = 377,53 \text{ kJ/kg}$$

$$T_2 = 90,1^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 70^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 293,09 \text{ kJ/kg}$$

$$h_e = 155,67 \text{ kJ/kg}$$

$$T_e = 158,06^\circ\text{C}$$

$$h_f = 146,36 \text{ kJ/kg}$$

$$T_f = 149,64^\circ\text{C}$$

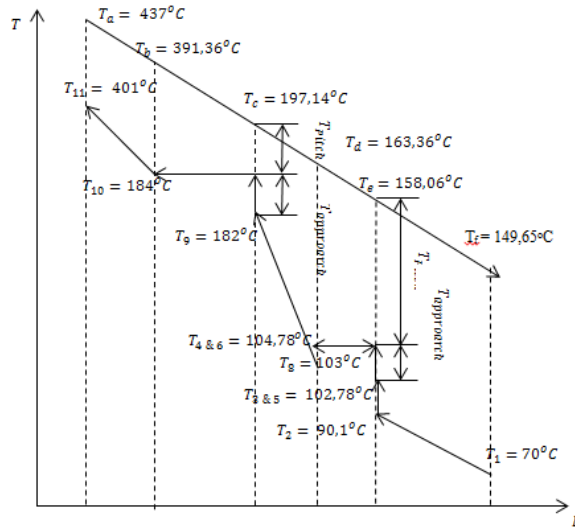
Dengan didapat nilai temperatur dan enthalpi dari fluida panas dan dingin dari keadaan keluar dan masuk pada modul ini, *balance energi* pada modul ini dapat dilihat pada tabel 4.12.

Tabel 4.12. *Balance energi* pada modul *LP Economizer*

<i>LP Economizer</i>			
Q Masuk (hot)		Q Keluar (cold)	
Keadaan e menjadi keadaan f (gas)	$1569.79 \times 10^3 \text{ W}$	Keadaan 1 menjadi 2 (air)	$1569.79 \times 10^3 \text{ W}$

#### 4.1.7. Distribusi Temperatur pada HRSG

Dari analisa beban kalor di atas, didapat distribusi temperatur desain HRSG yang dapat dilihat pada gambar 4.7.



Gambar 4.7. Distribusi temperatur desain HRSG

#### 4.2. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Serta Jumlah Tube

Setelah distribusi temperatur pada HRSG didapat, tahap selanjutnya yang perlu dilakukan adalah meninjau luas perpindahan panas pada masing-masing modul HRSG. Dengan menggunakan persamaan dasar dalam perancangan alat penukar kalor dan persamaan *force convection* satu fase untuk menganalisa pada modul *economizer* dan *superheater* atau persamaan *force convection* dalam proses *boiling* untuk menganalisa pada modul evaporator, dapat dicari luas perpindahan panas yang berujung dengan didapatnya jumlah *tube* yang dibutuhkan.

#### 4.2.1. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Serta Jumlah Tube pada HP Superheater

Proses *sizing* pada modul HP superheater ini dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan berikut:

$$Q_{HP_{SH}} = U_{HP_{SH}} A_{HP_{SH}} F_{HP_{SH}} \Delta T_{LMTD_{HP_{SH}}}$$

Untuk mendapatkan besarnya LMTD pada modul ini dapat melihat kembali pada analisa pada subbab 4.1.1. atau melihat pada distribusi temperatur pada gambar 4.1. Besar LMTD untuk modul ini adalah:

$$\begin{aligned} \Delta T_{LMTD_{HP_{SH}}} &= \frac{\Delta T_{HP_{SH_1}} - \Delta T_{HP_{SH_2}}}{\ln \left[ \frac{\Delta T_{HP_{SH_1}}}{\Delta T_{HP_{SH_2}}} \right]} \\ \Delta T_{LMTD_{HP_{SH}}} &= \frac{(T_a - T_9) - (T_b - T_8)}{\ln \left[ \frac{(T_a - T_9)}{(T_b - T_8)} \right]} \\ &= \frac{(437 - 401) - (391,36 - 184)}{\ln \left[ \frac{(437 - 401)}{(391,36 - 184)} \right]} \\ &= 97,87^\circ C \end{aligned}$$

Untuk mendapatkan nilai *overall heat transfer coefficient*, diperlukan total tahanan termal dalam sistem perpindahan panas tersebut. Persamaannya adalah sebagai berikut:

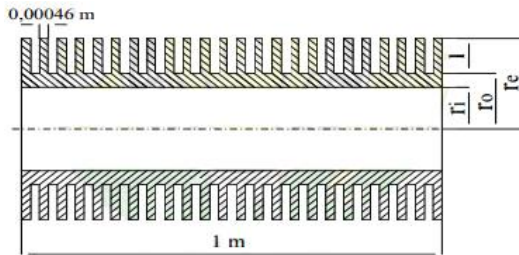
$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{\eta_i h_i} + A_o R_w + \frac{1}{\eta_o h_o}}$$



Sebelum menganalisa besar tahanan termal, perlu ditentukan terlebih dahulu spesifikasi *tube* yang digunakan dalam modul ini. Untuk modul ini dipilih jenis *tube* dengan material A106. Material ini merupakan jenis *seamless boiler steel tube* yang dapat digunakan untuk operasi permanen dengan temperatur kerja hingga 475°C dan memiliki *maximum allowable stress* sebesar 7,9 ksi (544,68 bar) pada temperatur 850°F (454.4°C). Untuk nilai konduktivitas termal dari material dapat dilihat pada 2007 ASME Boiler & Pressure Vessel Code yang merupakan fungsi dari temperatur. Untuk ukuran *tube* diambil dari ukuran standar *steel tube* dengan *schedule* 40 dan diameter nominal (DN) 1.5” karena telah cukup untuk menahan temperatur dan tekanan pada analisa desain awal. Untuk meningkatkan luas perpindahan panas, perlu ditambahnya *fins* pada *tube* ini. Maka spesifikasi untuk *tube* saat digunakan pada modul ini adalah:

- $D_o$ : Diameter luar = 1,9 inch = 0,048 m
- $D_i$ : Diameter Dalam = 1,61 inch = 0,04089 m
- $t$ : Tebal tube = 0,145 inch = 0,003683 m
- $k$ : konduktivitas termal (pada 454.4°C)  
= 24,6 W/m<sup>2</sup>.°C
- $r_o$ : jari-jari luar *tube* = 0,5.  $D_o$  = 0,024 m
- $r_i$ : jari-jari dalam *tube* = 0,5.  $D_i$  = 0,02 m
- $l$  : panjang sirip = 0,009 m
- $r_e$  : jari-jari *fins* = 0,033 m
- $\delta$  : tebal sirip = 0,00046 m
- $nf$  : jumlah sirip = 289 sirip/m

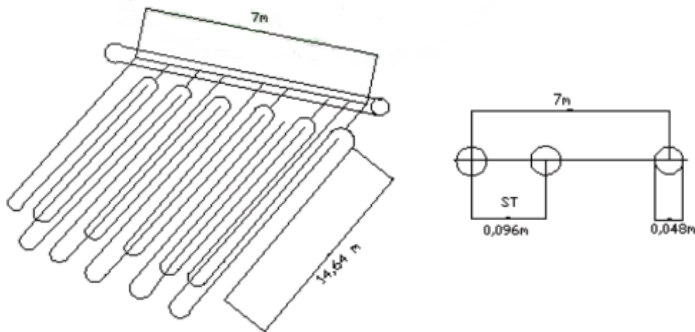
Skema *tube* dapat dilihat pada gambar 4.8.

Gambar 4.8. Skema dimensi *tube*

Selanjutnya perlu ditentukan batasan dimensi *tube bundle* yang digunakan. Batasan dimensi tersebut diantaranya adalah:

- Panjang *header* = 7 m
- Jarak antar 2 *tube* =  $D_o = 0,048$  m
- ST: jarak antar titik pusat *tube* =  $2D_o = 0,096$  m
- Panjang *tube* = 14,64 m

Panjang *tube* yang digunakan berdasarkan jenis panjang yang sering digunakan (Tunggul S., 1975). Skema dari dimensi *tube bundle* yang digunakan dapat dilihat pada gambar 4.9.

Gambar 4.9. Perancangan *tube bundle*

Jumlah *tube* pada *tube bundle* tersebut adalah:

$$n = \frac{\text{Panjang header}}{ST} + 1 = \frac{7}{0,096} + 1$$

$$= 74 \text{ batang dalam 1 baris}$$

Setelah spesifikasi dari *tube* ditentukan, maka dapat dianalisa besar koefisien perpindahan panas keseluruhan. Untuk koefisien perpindahan panas di dalam *tube* maka perlu ditentukan terlebih dahulu kecepatan yang terjadi di dalam *tube*.

$$A \times v \times n = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \times A \times n}$$

Pada temperatur rata-rata uap yaitu 292,5°C dan tekanan 11 bar, uap air memiliki *properties* yaitu:

$$\rho = 4,34 \text{ kg / m}^3$$

$$\mu = 1,98 \times 10^{-5} \text{ Pa s}$$

$$c_p = 2160 \text{ J / kg K}$$

$$k = 0.044 \text{ W / m K}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = 0,972 \text{ W / m K}$$

Maka:

$$v = \frac{18,59}{4,34 \times \frac{\pi}{4} (0,04089)^2 \times 74} = 44,079 \text{ m/s}$$

Setelah didapat kecepatan di dalam *tube*, maka nilai *Renault Number* dapat dicari dengan persamaan:

$$Re_i = \frac{\rho u_i d_i}{\mu}$$

$$= \frac{4,34 \times 44,079 \times 0,04089}{1,98 \times 10^{-5}} = 3,95 \times 10^5$$

Karena jenis aliran tersebut adalah turbulen, maka untuk mendapatkan nilai koefisien gesek dan *Nusselt number* digunakan persamaan:

$$\begin{aligned} f &= (1.58 \ln(Re_b) - 3.28)^{-2} \\ &= (1.58 \ln(3,95 \times 10^5) - 3.28)^{-2} \\ &= 3,42 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

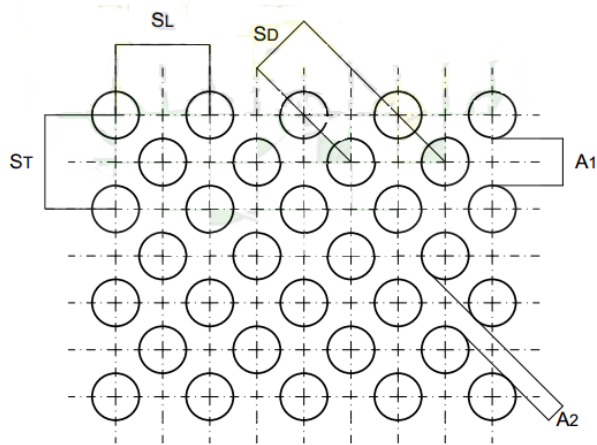
Maka:

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{(f/2)RePr}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^{0,5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \\ &= \frac{\left(3,42 \times \frac{10^{-3}}{2}\right) (3,95 \times 10^5) 0,972}{1,07 + 12,7 \left(\frac{3,42 \times 10^{-3}}{2}\right)^{0,5} \left(0,972^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \\ &= 620,74 \end{aligned}$$

Dengan *Nusselt number* telah didapat, maka nilai koefisien perpindahan panas sisi dalam *tube* dapat dicari dengan persamaan:

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{619,29 \times 0,044}{0,04089} \\ &= 667,96 \text{ W/m K} \end{aligned}$$

Untuk koefisien perpindahan panas pada sisi luar *tube*, pertama perlu dianalisa besar kecepatan maksimum gas yang melalui *tube bundle*. Perlu dilakukan perbandingan antara kecepatan yang melalui *tube bundle* secara transversal dengan yang secara diagonal. Skema susunan *tube bundle* dilihat pada gambar 4.10.



Gambar 4.10. Susunan *tube*

- $S_T$  = Jarak transversal  
 (*transverse pitch*) (m)  
 $S_L$  = Jarak longitudinal  
 (*longitudinal pitch*) (m)  
 $S_D$  = Jarak diagonal (m)  
 $A_1$  = Jarak antara 2 buah *tube*  
 secara transversal (m)  
 $A_2$  = Jarak antara 2 buah *tube*  
 secara diagonal (m)

Untuk mendapatkan kecepatan rata-rata gas, digunakan persamaan:

$$V_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g (S_T n L)}$$

Pada temperatur rata-rata gas yaitu 414,18°C, gas memiliki *properties* yaitu:

$$\rho = 0.49 \text{ kg / m}^3$$

$$\mu = 3,23 \times 10^{-5} \text{ Pa s}$$

$$c_p = 1170 \text{ J / kg K}$$

$$k = 0.0501 \text{ W / m K}$$

$$Pr = \frac{cp \mu}{k} = 0,75 \text{ W / m K}$$

Maka:

$$V_g = \frac{168,61}{0,49 \times 0,096 \times 74 \times 14,64} = 3,31 \text{ m/s}$$

Setelah didapat kecepatan rata-rata gas, perlu ditentukan nilai dari kecepatan maksimum gas tersebut. Maka dianalisa pada bagian mana yang memiliki nilai jarak terkecil antara 2 buah *tube* dengan persamaan:

$$\left( S_L^2 + \left( \frac{S_T}{2} \right)^2 \right)^{0,5} \dots \frac{S_T - D_o}{2}$$

$$\left( 0,096^2 + \left( \frac{0,096}{2} \right)^2 \right)^{0,5} \dots \frac{0,096 - 0,048}{2}$$

$$0,1073312 > 0,024$$

Didapat  $\frac{S_T - D_o}{2}$  menghasilkan angka yang lebih kecil. Maka kecepatan maksimum terjadi pada  $A_1$ . Untuk mendapatkan kecepatan maksimum untuk  $A_1$  menggunakan persamaan:

$$V_{g \text{ maks}} = \frac{S_T}{(S_T - D_o)} V_g$$

$$= \frac{0,096}{(0,096 - 0,048)} \times 3,31 = 6,62 \text{ m/s}$$

Lalu ditentukan nilai diameter hidrolik untuk mendapatkan nilai *Renault Number*

$$D_h = \frac{4A_a L_{flow}}{A}$$

Dimana nilai  $A_a$  (*free flow area* dalam 1 meter):

$$A_a = (S_T - D_o)L - (l. \delta. Nf)$$

$$\begin{aligned}
&= (0,096 - 0,048) \times 1 - (0,009 \times 0,00046 \times 289) \\
&= 0,0456 \text{ m}^2
\end{aligned}$$

Dan A (luas total permukaan *tube* yang menyerap panas dalam 1 meter):

$$A = A_{fins} + A_{tube}$$

Dengan:

$$\begin{aligned}
A_{fins} &= \left[ \frac{2\pi(D_{fins}^2 - D_o^2)}{4} + \pi \cdot D_{fins} \cdot \delta \right] \cdot N_{fins} \\
&= \left[ \frac{2\pi((2 \times 0,033)^2 - 0,048^2)}{4} \right. \\
&\quad \left. + \pi \cdot (2 \times 0,033) \cdot 0,00046 \right] \cdot 289 \\
&= 0,959 \text{ m}^2 \text{ dalam 1 meter panjang tube}
\end{aligned}$$

Dan:

$$\begin{aligned}
A_{tube} &= [\pi \cdot D_o \cdot (L - \delta \cdot N_f)] \cdot N_{tube} \\
&= [\pi \cdot 0,048 \cdot (1 - 0,00046 \times 289)] \cdot 1 \\
&= 0,13075 \text{ m}^2 \text{ untuk 1 meter panjang 1 tube}
\end{aligned}$$

Didapat luasan permukaan total *tube* dengan *fins* sebesar:

$$A = 0,959 + 0,13075 = 1,08975 \text{ m}^2$$

Untuk referensi pembandingan, jika menggunakan jenis *bare tube* (tube tanpa *fins*) maka luas permukaannya adalah:

$$\begin{aligned}
A_{bare tube} &= [\pi \cdot D_o \cdot L] \cdot N_{tube} \\
&= [\pi \cdot 0,048 \cdot (1)] \cdot 1 \\
&= 0,1508 \text{ m}^2 \text{ untuk 1 meter panjang 1 tube}
\end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas, didapat *extension ratio* (total area *finned tube*/*bare tube*) sebesar:

$$\text{Ratio} = \frac{A}{A_{bare tube}}$$

$$= \frac{1,08975}{0,1508} = 7,23$$

Data yang dibutuhkan untuk mendapatkan diameter hidrolis telah didapat. Maka:

$$D_h = \frac{4 \times 0,0456 \times 0,096}{0,959 + 0,13075} \\ = 0,016 \text{ m dalam 1 m panjang tube}$$

Setelah kecepatan maksimum dan diameter hidrolis didapat, maka dapat ditentukan nilai *Renault Number*:

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{g \text{ maks}} \cdot D_h}{\mu} \\ = \frac{0,49 \times 6,62 \times 0,016}{3,23 \times 10^{-5}} \\ = 1613,0059$$

Dikarenakan nilai *Renault Number* > 1000, maka persamaan yang digunakan untuk mendapatkan *Nusselt Number* adalah:

$$Nu_b = 0,35 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left( \frac{S_t}{S_l} \right)^{0,2} \\ = 0,35 (1613,0059)^{0,6} 0,75^{0,36} \left( \frac{0,096}{0,096} \right)^{0,2} \\ = 26,58$$

Setelah didapat, maka dapat dicari besar koefisien perpindahan panas sisi luar

$$h_o = \frac{Nu_b k}{D_h} \\ = \frac{26,58 \times 0,0501}{0,016} \\ = 82,88 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$



Sebelum dapat menentukan nilai *overall heat transfer coefficient*, perlu ditentukan dahulu efisiensi dari *fins*. Dengan melihat grafik efisiensi pada gambar 2.4, perlu ditentukan dahulu nilai  $L_c^{3/2}(h/kA_p)^{1/2}$ .

$$\begin{aligned} L_c &= 1 + \frac{\delta}{2} \\ &= 1 + \frac{0,00046}{2} \\ &= 0,00923 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_p &= L_c \cdot \delta \\ &= (0,00923 \times 0,00046) \\ &= 0,4245 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Nilai  $k = 24,6 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

Untuk efisiensi luar *tube*,  $h_i = 82,88 \text{ W/m K}$ , maka:

$$L_c^{3/2} (h/kA_p)^{1/2} = 0,00923^{3/2} \left( \frac{82,88}{24,6 \times 0,4245 \times 10^{-5}} \right)^{1/2} \\ = 0,79$$

Menentukan perbandingan  $r_{2c}/r_o$ :

$$r_{2c} = r_e + \frac{\delta}{2} \\ = 0,033 + \frac{0,00046}{2} \\ = 0,03323 \text{ m}$$

$$\frac{r_{2c}}{r_o} = \frac{0,03323}{0,024} = 1,3846$$

Dari gambar 2.4. (Grafik efisiensi *fins*), didapat efisiensi *fins* adalah 58%. Lalu ditentukan nilai *overall surface efficiency*.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_{f o}) \\ = 1 - \frac{0,959}{0,959 + 0,13075} (1 - 0,58) = 60\%$$

Dengan telah didapatnya semua nilai koefisien perpindahan panas pada dua sisi serta efisiensi *fins* masing-masing, maka dapat ditentukan besar *overall heat transfer coefficient*.

$$U \\ = \frac{1}{\frac{1,08975}{\pi \times 0,04089 \times 1} \times \frac{1}{667,96} + \frac{(1,08975) \ln \left( \frac{0,048}{0,04089} \right)}{2 \times \pi \times 24,6 \times 1} + \frac{1}{60\% \times 82,88}} \\ = 29,5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Untuk menentukan faktor koreksi pada modul ini, perlu ditentukan terlebih dahulu nilai P dan R:

$$\begin{aligned} P &= \frac{T_{c\ out} - T_{c\ in}}{T_{h\ in} - T_{c\ in}} \\ &= \frac{401 - 184}{437 - 184} \\ &= 0,86 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R &= \frac{T_{h\ in} - T_{h\ out}}{T_{c\ out} - T_{c\ in}} \\ &= \frac{437 - 391,36}{401 - 184} \\ &= 0,21 \end{aligned}$$

Dari gambar 2.3, didapat besar faktor koreksi adalah 0,8.

Dari sini, semua yang dibutuhkan untuk mendapatkan nilai luasan perpindahan panas telah didapat. Maka:

$$\begin{aligned} A_{HE} &= \frac{Q_{g_{HP_{SH}}}}{U F \Delta T_{LMTD_{HP_{SH}}}} \\ &= \frac{8985,23 \times 10^3}{29,5 \times 97,87 \times 0,8} = 3,91 \times 10^3 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{row} &= \frac{A_{HE}}{n \cdot A \cdot L} \\ &= \frac{3,91 \times 10^3}{74 \times 1,08975 \times 14,64} = 3,3 \text{ baris} \sim 4 \text{ baris} \end{aligned}$$

Dengan dibulatkannya jumlah baris yang dibutuhkan, didapat luasan perpindahan panas yang baru, yaitu:

$$\begin{aligned} A_{HE} &= N_{row} \cdot n \cdot A \cdot L \\ &= 4 \times 74 \times 1,08975 \times 14,64 \\ &= 4722,37 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

#### 4.2.2. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Serta Jumlah Tube pada HP Evaporator

Proses *sizing* pada modul HP evaporator ini dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan berikut:

$$Q_{HP_{evap}} = U_{HP_{evap}} A_{HP_{evap}} \Delta T_{LMTD_{HP_{evap}}}$$

Untuk mendapatkan besarnya LMTD pada modul ini dapat melihat kembali pada analisa pada subbab 4.1.1. atau melihat pada distribusi temperatur pada gambar 4.1. Besar LMTD untuk modul ini adalah:

$$\begin{aligned} \Delta T_{LMTD_{HP_{evap}}} &= \frac{\Delta T_{HP_{evap_1}} - \Delta T_{HP_{evap_2}}}{\ln \left[ \frac{\Delta T_{HP_{evap_1}}}{\Delta T_{HP_{evap_2}}} \right]} \\ \Delta T_{LMTD_{HP_{evap}}} &= \frac{(T_b - T_8) - (T_c - T_7)}{\ln \left[ \frac{(T_b - T_8)}{(T_c - T_7)} \right]} \\ &= \frac{(391,36 - 184) - (197,14 - 182)}{\ln \left[ \frac{(391,36 - 184)}{(197,14 - 182)} \right]} \\ &= 73,45^\circ C \end{aligned}$$

Untuk mendapatkan nilai *overall heat transfer coefficient*, diperlukan total tahanan termal dalam sistem perpindahan panas tersebut. Persamaannya adalah sebagai berikut:

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_{TP}} + A_o R_w + \frac{1}{\eta_o h_o}}$$

Sebelum menganalisa besar tahanan termal, perlu ditentukan terlebih dahulu spesifikasi *tube* yang digunakan dalam modul ini. Untuk modul ini dipilih jenis *tube* dengan material A106 seperti modul sebelumnya. Untuk skema dari dimensi *tube bundle* yang digunakan dapat merujuk kembali pada gambar 4.7. dan gambar 4.8.

Setelah spesifikasi dari *tube* ditentukan, maka dapat dianalisa besar koefisien perpindahan panas keseluruhan. Dalam proses evaporasi, sebelum menganalisa koefisien perpindahan panas bagian dalam, perlu terlebih dahulu menganalisa perpindahan panas bagian luar. Untuk koefisien perpindahan panas pada sisi luar *tube*, pertama perlu dianalisa besar kecepatan maksimum gas yang melalui *tube bundle*. Mengenai analisa *tube bundle* ini dapat meninjau kembali pada subbab sebelumnya dan gambar 4.9. Untuk mendapatkan kecepatan maksimum untuk  $A_1$  menggunakan persamaan:

$$V_{g\ maks} = \frac{S_T}{(S_T - D_o)} V_g$$

Dimana:

$$V_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g S_T n L}$$

Pada temperatur rata-rata gas yaitu 294,25°C, gas memiliki *properties* yaitu:

$$\rho = 0.6 \text{ kg / m}^3$$

$$\mu = 2,83 \times 10^{-5} \text{ Pa s}$$

$$c_p = 1140 \text{ J / kg K}$$

$$k = 0.0432 \text{ W / m K}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = 0,75 \text{ W / m K}$$

Maka:

$$V_g = \frac{168,61}{0.59 \times 0,096 \times 74 \times 14,64} = 2,70 \text{ m/s}$$

Sehingga:

$$V_{g\ maks} = \frac{0,096}{(0,096 - 0,048)} \times 2,75 = 5,4 \text{ m/s}$$

Untuk besar diameter hidrolis, karena dimensi tube yang digunakan tidak berbeda, maka besar diameter hidrolis tidak berubah, yaitu 0,016 m dalam 1 m panjang tube. Selanjutnya dibutuhkan nilai bilangan reynold maksimum untuk gas buang. Persamaan yang digunakan adalah:

$$Re_o = \frac{\rho u_{max} D_h}{\mu}$$

$$Re_o = \frac{0.6 \times 5,4 \times 0,016}{2.83 \times 10^{-5}} = 1831,80$$

Dikarenakan nilai *Renault Number* > 1000, maka persamaan yang digunakan untuk mendapatkan *Nusselt Number* adalah:

$$Nu_b = 0.35 Re^{0.6} Pr^{0.36} \left( \frac{S_t}{S_l} \right)^{0.2}$$

$$= 0.35 (1831,80)^{0.6} 0,75^{0.36} \left( \frac{0,096}{0,096} \right)^{0.2} = 28,67$$

Setelah didapat, maka dapat dicari besar koefisien perpindahan panas sisi luar

$$h_o = \frac{Nu_b k}{D_h}$$

$$= \frac{28,63 \times 0.0432}{0,016}$$

$$= 77,08 \text{ W/m K}$$

Untuk koefisien perpindahan panas di dalam *tube* maka perlu ditentukan terlebih dahulu kecepatan yang terjadi di dalam *tube*.

$$A \times v \times n = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho \times A \times n}$$

Pada air keadaan cair jenuh dan tekanan 11 bar, air memiliki *properties* yaitu:

$$\begin{aligned}
 \rho_w &= 882,62 \text{ kg / m}^3 \\
 \rho_s &= 5.635 \text{ kg / m}^3 \\
 \mu_w &= 1,47 \times 10^{-4} \text{ Pa s} \\
 \mu_s &= 1,52 \times 10^{-5} \text{ Pa s} \\
 cp_w &= 4422 \text{ J / kg K} \\
 cp_s &= 2768 \text{ J / kg K} \\
 k_w &= 0.67 \text{ W / m K} \\
 k_s &= 0,037 \text{ W / m K} \\
 \Delta h_v &= 1999469.413 \text{ J/kg} \\
 Pr_w &= \frac{cp_w \mu_w}{k_w} = 0,96 \text{ W / m K} \\
 Pr_s &= \frac{cp_s \mu_s}{k_s} = 1,13 \text{ W / m K}
 \end{aligned}$$

Maka:

$$v = \frac{18,59}{882,62 \times \frac{\pi}{4} (0,04089)^2 \times 74} = 0,22 \text{ m/s}$$

Setelah didapat kecepatan di dalam *tube*, maka nilai *Renault Number* dapat dicari dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 Re_i &= \frac{\rho u_i d_i}{\mu} \\
 &= \frac{882,62 \times 0,22 \times 0,04089}{1,47 \times 10^{-4}} \\
 &= 5,3 \times 10^4
 \end{aligned}$$

Karena jenis aliran tersebut adalah turbulen, maka untuk mendapatkan nilai koefisien gesek dan *Nusselt number* digunakan persamaan:

$$\begin{aligned}
 f &= (1.58 \ln(Re_b) - 3.28)^{-2} \\
 &= (1.58 \ln(5,3 \times 10^4) - 3.28)^{-2} \\
 &= 5,16 \times 10^{-3}
 \end{aligned}$$

Maka:

$$\begin{aligned}
 Nu_{LO} &= \frac{(f/2)RePr}{1,07 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{0.5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \\
 &= \frac{\left(5,14 \times \frac{10^{-3}}{2}\right) (5,4 \times 10^4) 0,9702}{1,07 + 12.7 \left(\frac{5,14 \times 10^{-3}}{2}\right)^{0.5} \left(0,9702^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \\
 &= 126,14
 \end{aligned}$$

Dengan *Nusselt number* telah didapat, maka nilai koefisien perpindahan panas sisi dalam *tube* dapat dicari dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 h_{LO} &= \frac{126,14 \times 0,67}{0,04089} \\
 &= 2066,84 \text{ W/m K}
 \end{aligned}$$

Kasus evaporasi ini ditinjau menggunakan metode Kandlikar, Pertama, perlu ditentukan besar *convection. Number*. Nilai  $x$  yang digunakan adalah 0,1 karena menurut gambar 2.7 akan menghasilkan nilai koefisien perpindahan panas yang paling kecil. Semakin kecil koefisien perpindahan panas, maka luasan perpindahan panas yang dihasilkan akan semakin besar sehingga desain menjadi lebih aman:

$$\begin{aligned}
 Co &= \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \\
 &= \left(\frac{1-0,1}{0,1}\right)^{0.8} \left(\frac{5.635}{882,62}\right)^{0.5} \\
 &= 0,46
 \end{aligned}$$

Karena nilai  $Co < 1$ , maka persamaan faktor koreksi untuk *convection boiling* yang digunakan adalah:

$$\begin{aligned}
 F_{cb} &= 1.8Co^{-0.8} \\
 &= 1.8(0,46)^{-0.8} \\
 &= 3,33
 \end{aligned}$$



Setelah mendapatkan  $F_{cb}$ , nilai  $F_0$  (*enhancement factor*) dicari menggunakan persamaan:

$$\begin{aligned} F_0 &= F_{cb}(1 - x)^{0.8} \\ &= 3,33(1 - 0,1)^{0.8} \\ &= 3,06 \end{aligned}$$

Nilai ini yang digunakan untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas cb (*convective boiling*) yang kemudian digunakan untuk mendapat  $Q''_{cb}$  (*heat flux convective boiling*). Persamaan yang digunakan berturut-turut adalah:

$$\begin{aligned} h_{cb} &= F_0(h_{LO}) \\ &= 3,06(2066,84) = 6327,18 \text{ W/m K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} U_{cb} &= \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_{cb}} + A_o R_w + \frac{1}{\eta_o h_o}} \\ &= \frac{1}{\frac{0,959 + 0,13075}{\pi \times 0,04089 \times 1} \times \frac{1}{6327,18} + \frac{(0,959 + 0,13075) \ln\left(\frac{0,048}{0,04089}\right)}{2 \times \pi \times 24,6 \times 1} + \frac{1}{60\% \times 77,3}} \\ &= 41,51 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q''_{cb} &= U_{cb}(T_o - T_i) \\ &= 41,61 \times (294,25 - 184) \\ &= 4618,18 \text{ W/m}^2 \end{aligned}$$

Dengan didapatnya *heat flux convective boiling*, maka variabel terakhir yang dibutuhkan dapat ditentukan dengan persamaan:

$$Bo = Q''_{cb} / G \Delta h_v$$

Dengan:

$$G = \frac{4\dot{m}}{\pi \cdot D_i^2}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{4 \times 18,59}{\pi \times 0,04089^2} \\
 &= 14156,48 \text{ kg/m}^2\text{s}
 \end{aligned}$$

Maka:

$$\begin{aligned}
 Bo &= 4561,28 / (14156,48 \times 1999469.413) \\
 &= 1,6 \times 10^{-7}
 \end{aligned}$$

Karena nilai  $Bo < 1.9 \times 10^{-5}$ , maka nucleate boiling dapat diabaikan.

Dengan telah didapatnya semua nilai koefisien perpindahan panas pada dua sisi, maka dapat ditentukan besar *overall heat transfer koefisien*.

$$U_{cb} = 41,51 \text{ W/m}^2\text{.}^\circ\text{C}$$

Untuk menentukan faktor koreksi pada modul ini, perlu ditentukan terlebih dahulu nilai P dan R:

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{T_{c \text{ out}} - T_{c \text{ in}}}{T_{h \text{ in}} - T_{c \text{ in}}} \\
 &= \frac{184 - 182}{390,53 - 182} \\
 &= 0,01
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R &= \frac{T_{h \text{ in}} - T_{h \text{ out}}}{T_{c \text{ out}} - T_{c \text{ in}}} \\
 &= \frac{390,53 - 196,71}{184 - 182} \\
 &= 96,91
 \end{aligned}$$

Dari gambar 2.3, didapat besar faktor koreksi adalah 1.

Dari sini, semua yang dibutuhkan untuk mendapatkan nilai luasan perpindahan panas telah didapat. Maka:

$$\begin{aligned} A_{HE} &= \frac{Q_{gHP_{Evap}}}{U \Delta T_{LMTD_{HP_{Evap}}}} \\ &= \frac{37446,6 \times 10^3}{41,51 \times 72,61} = 12,27 \times 10^3 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{row} &= \frac{A_{HE}}{n \cdot A \cdot L} \\ &= \frac{12,27 \times 10^3}{74 \times (0,959 + 0,13075) \times 14,64} \\ &= 10,39 \text{ baris} \sim 11 \text{ baris} \end{aligned}$$

Dengan dibulatkannya jumlah baris yang dibutuhkan, didapat luasan perpindahan panas yang baru, yaitu:

$$\begin{aligned} A_{HE} &= N_{row} \cdot n \cdot A \cdot L \\ &= 11 \times 74 \times (0,959 + 0,13075) \times 14,64 \\ &= 12,98 \times 10^3 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

#### 4.2.3. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Serta Jumlah Tube pada HP Economizer

Proses *sizing* pada modul *HP economizer* ini dapat dilakukan dengan menggunakan metode yang tidak berbeda dengan perhitungan pada *HP Superheater*. Dari hasil analisa, didapat:

$$\Delta T_{LMTD_{HP_{eco}}} = 46,62^\circ C$$

**Dalam Tube (air):**

$$\bar{T} = 142,5^{\circ}\text{C}$$

$$P = 11 \text{ bar}$$

$$\rho = 924,28 \text{ kg / m}^3$$

$$\mu = 1,9 \times 10^{-4} \text{ Pa s}$$

$$c_p = 4292 \text{ J / kg K}$$

$$k = 0,68 \text{ W / m K}$$

$$\text{Pr} = 1,2 \text{ W / m K}$$

$$v = 0,21 \text{ m/s}$$

$$Re_i = 4,05 \times 10^4$$

$$f = 5,5 \times 10^{-3}$$

$$Nu = 116,31$$

$$h_i = 1944,3 \text{ W/m K}$$

**Luar Tube (gas):**

$$\bar{T} = 180,25^{\circ}\text{C}$$

$$\rho = 0,75 \text{ kg / m}^3$$

$$\mu = 2,4 \times 10^{-4} \text{ Pa s}$$

$$c_p = 1110 \text{ J / kg K}$$

$$k = 0,0361 \text{ W / m K}$$

$$\text{Pr} = 0,74 \text{ W / m K}$$

$$v = 2,17 \text{ m/s}$$

$$v_{max} = 4,34 \text{ m/s}$$

$$Re_o = 2161,83$$

$$Nu = 31,48$$

$$h_o = 70,73 \text{ W/m K}$$

Untuk menentukan faktor koreksi pada modul ini, perlu ditentukan terlebih dahulu nilai P dan R:

$$\begin{aligned} P &= \frac{T_{c \text{ out}} - T_{c \text{ in}}}{T_{h \text{ in}} - T_{c \text{ in}}} \\ &= \frac{182 - 105}{196,71 - 105} \\ &= 0,84 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R &= \frac{T_{h \text{ in}} - T_{h \text{ out}}}{T_{c \text{ out}} - T_{c \text{ in}}} \\ &= \frac{196,71 - 161,79}{182 - 105} \\ &= 0,45 \end{aligned}$$

Dari gambar 2.3, didapat besar faktor koreksi adalah 1.

Dari sini, semua yang dibutuhkan untuk mendapatkan nilai luasan perpindahan panas telah didapat. Maka:

$$\begin{aligned} A &= \frac{Q_{gHP_{SH}}}{U \Delta T_{LMTD_{HP_{SH}}}} \\ A &= \frac{6339.73 \times 10^3}{34,41 \times 46,62} = 5,37 \times 10^3 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{row} &= \frac{A_{HE}}{n \cdot A \cdot L} \\ &= \frac{5,37 \times 10^3}{74 \times (0,959 + 0,13075) \times 14,64} \\ &= 4,55 \text{ baris} \sim 5 \text{ baris} \end{aligned}$$

Dengan dibulatkan jumlah baris yang dibutuhkan, didapat luasan perpindahan panas yang baru, yaitu:

$$\begin{aligned} A_{HE} &= N_{row} \cdot n \cdot A \cdot L \\ &= 5 \times 74 \times (0,959 + 0,13075) \times 14,64 \\ &= 5902,957 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

#### 4.2.4. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Serta Jumlah Tube pada LP Evaporator

Proses *sizing* pada modul LP Evaporator ini dapat dilakukan dengan menggunakan metode yang tidak berbeda dengan perhitungan pada HP evaporator. Dari hasil analisa, didapat:

$$\Delta T_{LMTD_{LP_{evap}}} = 56,85^{\circ}C$$

##### Luar Tube (gas):

$$\bar{T} = 160,71^{\circ}C$$

$$\rho = 0,78 \text{ kg / m}^3$$

$$\mu = 2,34 \times 10^{-4} \text{ Pa s}$$

$$c_p = 1110 \text{ J / kg K}$$

$$k = 00349 \text{ W / m K}$$

$$Pr = 0,74 \text{ W / m K}$$

$$v = 2,07 \text{ m/s}$$

$$v_{max} = 4,14 \text{ m/s}$$

$$Re_o = 2226,5$$

$$Nu = 32,1$$

$$h_o = 69,71 \text{ W/m K}$$

**Dalam Tube (air/uap):**

$$\rho_w = 954,87 \text{ kg / m}^3$$

$$\rho_s = 0,7 \text{ kg / m}^3$$

$$\mu_w = 2,68 \times 10^{-4} \text{ Pa s}$$

$$\mu_s = 1,24 \times 10^{-5} \text{ Pa s}$$

$$cp_w = 4422,93 \text{ J / kg K}$$

$$cp_s = 2097,34 \text{ J / kg K}$$

$$k_w = 0,68 \text{ W / m K}$$

$$k_s = 0,0256 \text{ W / m K}$$

$$\Delta h_v = 2243758,665 \text{ J/kg}$$

$$Pr_w = 1,664 \text{ W / m K}$$

$$Pr_s = 1,01 \text{ W / m K}$$

$$v = 4,7 \times 10^{-3} \text{ m/s}$$

$$Re_i = 690,35$$

$$f = 0,023$$

$$Nu = 2,88$$

$$h_{LO} = 47,94 \text{ W/m K}$$

$$Co = 0,157$$

$$F_{cb} = 7,92$$

$$F_0 = 7,28$$

$$h_{cb} = 348,85 \text{ W/m K}$$

$$U_{cb} = 20,25 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$Q''_{cb} = 1153,4 \text{ W/m}^2$$

$$G = 335,06 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$Bo = 1,53 \times 10^{-6}$$

Karena nilai  $Bo < 1.9 \times 10^{-5}$ , maka nucleate boiling dapat diabaikan.

Dengan telah didapatnya semua nilai koefisien perpindahan panas pada dua sisi, maka dapat ditentukan besar *overall heat transfer koefisien*.

$$U_{cb} = 20,25 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Dari sini, semua yang dibutuhkan untuk mendapatkan nilai luasan perpindahan panas telah didapat. Maka:

$$A = \frac{Q_{g_{HP_{SH}}}}{U \Delta T_{LMTD_{HP_{SH}}}}$$

$$A = \frac{990.98 \times 10^3}{20,25 \times 56,85} = 860,35 \text{ m}^2$$

$$N_{row} = \frac{A_{HE}}{n \cdot A \cdot L}$$

$$= \frac{860,35}{74 \times (0,959 + 0,13075) \times 14,64}$$

$$= 0.7 \text{ baris} \sim 1 \text{ baris}$$

Dengan dibulatkan jumlah baris yang dibutuhkan, didapat luasan perpindahan panas yang baru, yaitu:

$$A_{HE} = N_{row} \cdot n \cdot A \cdot L$$

$$= 1 \times 74 \times (0,959 + 0,13075) \times 14,64$$

$$= 1180,59 \text{ m}^2$$

#### **4.2.5. Perhitungan Luas Perpindahan Panas Serta Jumlah Tube pada LP Economizer**

Proses *sizing* pada modul *LP economizer* ini dapat dilakukan dengan menggunakan metode yang tidak berbeda dengan perhitungan pada *HP Superheater*. Dari hasil analisa, didapat:

$$\Delta T_{LMTD_{LP_{eco}}} = 72,87^\circ C$$



**Dalam Tube (air):**

$$\bar{T} = 80.05^{\circ}C$$

$$P = 1.2 \text{ bar}$$

$$\rho = 971.78 \text{ kg / m}^3$$

$$\mu = 3,5 \times 10^{-4} \text{ Pa s}$$

$$c_p = 4195 \text{ J / kg K}$$

$$k = 0.67 \text{ W / m K}$$

$$Pr = 2,2 \text{ W / m K}$$

$$v = 0,2 \text{ m/s}$$

$$Re_i = 2,2 \times 10^4$$

$$f = 6,3 \times 10^{-3}$$

$$Nu = 99,3$$

$$h_i = 1627,22 \text{ W/m K}$$

**Luar Tube (gas):**

$$\bar{T} = 153,85^{\circ}C$$

$$\rho = 0,79 \text{ kg / m}^3$$

$$\mu = 2,3 \times 10^{-4} \text{ Pa s}$$

$$c_p = 1110 \text{ J / kg K}$$

$$k = 0,0346 \text{ W / m K}$$

$$Pr = 0,74 \text{ W / m K}$$

$$v = 2,04 \text{ m/s}$$

$$v_{max} = 4,09 \text{ m/s}$$

$$Re_o = 2255,41$$

$$Nu = 32,3$$

$$h_o = 69,54 \text{ W/m K}$$

Untuk menentukan faktor koreksi pada modul ini, perlu ditentukan terlebih dahulu nilai P dan R:

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{T_{c \text{ out}} - T_{c \text{ in}}}{T_{h \text{ in}} - T_{c \text{ in}}} \\
 &= \frac{90,1 - 70}{158,06 - 70} \\
 &= 0,264
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R &= \frac{T_{h \text{ in}} - T_{h \text{ out}}}{T_{c \text{ out}} - T_{c \text{ in}}} \\
 &= \frac{156,48 - 144,27}{92,9 - 70} \\
 &= 0,53
 \end{aligned}$$

Dari gambar 2.3, didapat besar faktor koreksi adalah 1.

Dari sini, semua yang dibutuhkan untuk mendapatkan nilai luasan perpindahan panas telah didapat. Maka:

$$\begin{aligned}
 A_{HE} &= \frac{Q_{g_{HP_{SH}}}}{U \Delta T_{LMTD_{HP_{SH}}}} \\
 &= \frac{2276,23 \times 10^3}{34,38 \times 68,79} \\
 &= 962,46 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 N_{row} &= \frac{A_{HE}}{n \cdot A \cdot L} \\
 &= \frac{962,46}{74 \times (0,959 + 0,13075) \times 14,64} \\
 &= 0,82 \text{ baris} \sim 1 \text{ baris}
 \end{aligned}$$

Dengan dibulatkannya jumlah baris yang dibutuhkan, didapat luasan perpindahan panas yang baru, yaitu:

$$\begin{aligned}
 A_{HE} &= N_{row} \cdot n \cdot A \cdot L \\
 &= 1 \times 74 \times (0,959 + 0,13075) \times 14,64 \\
 &= 1180,59 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

### 4.3. Perhitungan *Pressure Drop*

Penurunan tekanan yang akan dianalisa adalah pada dalam *tube*.

#### 4.3.1. *Pressure Drop* pada *HP Superheater*

Pada modul *HP Superheater*, besar *pressure drop* yang terjadi di dalam *tube* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\Delta P_t = 4f \frac{L}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2}$$

$$\Delta P_t = 4 \times 3,42 \times 10^{-3} \times \frac{14,64}{0,04089} \times 4,34 \times \frac{44,079^2}{2}$$

$$= 20695 \text{ Pa} = 2,07 \text{ bar}$$

#### 4.3.2. *Pressure Drop* pada *HP Evaporator*

Pada modul *HP Evaporator*, besar *pressure drop* yang terjadi di dalam *tube* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\Delta P_t = 4f \frac{L}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2}$$

$$\Delta P_t = 4 \times 5,16 \times 10^{-3} \times \frac{14,64}{0,04089} \times 882,62 \times \frac{0,22^2}{2}$$

$$= 153,37 \text{ Pa} = 0,153 \text{ bar}$$

#### 4.3.3. *Pressure Drop* pada *HP Economizer*

Pada modul *HP Economizer*, besar *pressure drop* yang terjadi di dalam *tube* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\Delta P_t = 4f \frac{L}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2}$$

$$\Delta P_t = 4 \times 5,48 \times 10^{-3} \times \frac{14,64}{0,04089} \times 923,38 \times \frac{0,21^2}{2}$$

$$= 158,65 \text{ Pa} = 0,159 \text{ bar}$$

#### 4.3.4. *Pressure Drop* pada *LP Evaporator*

Pada modul *LP Evaporator*, besar *pressure drop* yang terjadi di dalam *tube* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\Delta P_t = 4f \frac{L}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2}$$

$$\Delta P_t = 4 \times 0,0927 \times \frac{14,64}{0,04089} \times 954,87 \times \frac{(4,7 \times 10^{-3})^2}{2}$$

$$= 1,42 \text{ Pa} = 0,00142 \text{ bar}$$

#### 4.3.5. Pressure Drop pada LP Economizer

Pada modul *LP Economizer*, besar *pressure drop* yang terjadi di dalam *tube* dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\Delta P_t = 4f \frac{L}{d_i} \rho \frac{u_m^2}{2}$$

$$\Delta P_t = 4 \times 5,98 \times 10^{-3} \times \frac{14,64}{0,04089} \times 970,90 \times \frac{(0,25)^2}{2}$$

$$= 262,56 \text{ Pa} = 0,262 \text{ bar}$$

#### 4.4. Perhitungan Efisiensi

Efisiensi didapat dengan membandingkan total beban kalor yang diserap pada setiap modul dengan kalor yang dikeluarkan gas turbin.

$$\eta_{HRSG} = \frac{Q_{use}}{Q_{in}} \times 100\%$$

Nilai beban kalor yang masuk HRSG dapat dicari dengan persamaan:

$$Q_{g_{in}} = 168,61(474) \times 10^3 = 79921,14 \times 10^3 \text{ W}$$

Maka:

$$\eta_{HRSG} = \frac{9002,4 + 37340,1 + 6339,7 + 990,98 + 1569,79}{79921,14} \times 100\% = 70,38\%$$

Jadi, efisiensi yang dimiliki rancangan HRSG ini adalah sebesar 70,38%

## 4.5. Analisa Variasi Beban Turbin

### 4.5.1. Beban turbin pada load 90%

Untuk data pada beban turbin ini dapat dilihat pada tabel 4.13.

Tabel 4.13. Data beban turbin 90%

		Case II
Ambient Temp.		32 °C
Atmospheric Pressure		1.007 bar
Gas Turbine Load		90 %
Gas Turbine Exhaust Flow		156.42 kg/s
Gas Turbine Exhaust Temp.		447.0 °C
Exhaust gas constituent % by volume	O2	12.57
	N2	70.02
	CO2	3.46
	H2O	13.11
	Ar	0.84
	SO2	0.00

Dari luas perpindahan panas didapat dari analisa sebelumnya, maka untuk meninjau masalah ini digunakan NTU. Untuk perhitungan pada modul superheater, perlu diketahui properties dua fluida kerja. Dari analisa sebelumnya, didapat data properties gas dan uap. Dari sini dicari nilai masing-masing  $C_{cold}$  dan  $C_{hot}$  dengan persamaan:

$$C_{cold} = \dot{m}_{SHP} \times Cp_{steam}$$

$$C_{hot} = \dot{m}_g \times Cp_{gas}$$

Dari sini dapat dilihat bahwa nilai C terkecil terdapat pada C cold. Nilai perbandingan antara keduanya adalah:

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Mencari *overall heat transfer coefficient* (U) dapat digunakan cara seperti pada subbab 4.2.1. dengan perbedaan pada temperatur dan laju alir massa dari gas turbin masuk ke HRSG.

Dari analisa sebelumnya, luas perpindahan panas pada modul superheater adalah:

$$A = 4722,37 \text{ m}^2$$

Dari sini dapat ditentukan nilai NTU dengan persamaan:

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{min}}$$

Untuk  $C_{max}$  bersifat mixed dan  $C_{min}$  unmixed, maka untuk mendapatkan nilai effectiveness digunakan persamaan:

$$\varepsilon = \frac{1}{C^*} [1 - \exp\{-C^*[1 - \exp(-NTU)]\}]$$

Dengan persamaan effectiveness lainnya, bisa didapat nilai temperatur keluar masing-masing fluida, yaitu dengan persamaan:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_h(T_{h1} - T_{h2})}{C_{min}(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{C_c(T_{c2} - T_{c1})}{C_{min}(T_{h1} - T_{c1})}$$

Dengan:

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h1} - T_{c1})$$

Maka:

$$T_{h2} = T_{h1} - \frac{Q_{max} \times \varepsilon}{C_h}$$

Dan:

$$T_{c2} = T_{c1} + \frac{Q_{max} \times \varepsilon}{C_c}$$

Untuk perhitungan pada evaporator, dikarenakan nilai  $C^*$  sebesar 0 dikarenakan nilai  $C_{max}$  tak hingga. Maka persamaan yang digunakan untuk mendapatkan effectiveness adalah:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$$

Dari sini dilakukan *trial error* dengan variasi laju alir massa air untuk mendapatkan temperatur keluar uap mendekati nilai desain untuk setiap modul. Dari *trial error* ini didapatkan hasil yang dapat dilihat pada tabel 4.14.

Tabel 4.14. Variasi laju alir massa pada beban gas turbin 90%

		Case I (Base)	Case II	Case II	Case II	Case II	Case II
Ambient Temp.		32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C
Atmospheric Pressure		1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar
Gas Turbine Load		100%	90%	90%	90%	90%	90%
Gas Turbine Exhaust Flow		168.611 kg/s	156.42 kg/s	156.42 kg/s	156.42 kg/s	156.42 kg/s	156.42 kg/s
Gas Turbine Exhaust Temp.		437°C	447.0 °C	447.0 °C	447.0 °C	447.0 °C	447.0 °C
Exhaust gas constituent % by volume	O2	12,29	12.57	12.57	12.57	12.57	12.57
	N2	69,35	70.02	70.02	70.02	70.02	70.02
	CO2	3,519	3.46	3.46	3.46	3.46	3.46
	H2O	14,01	13.11	13.11	13.11	13.11	13.11
	Ar	0,8333	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84
SO2		0	0	0	0	0	0
mass flow gas		168.61	156.42	156.42	156.42	156.42	156.42
mass flow water		18.59	18.59	18.29	17.99	17.69	17.37
mass flow HP eco		0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44
Temperatur gas	Ta	437	447	447	447	447	447
	Tb	391.364611	400.3823772	400.8930603	401.4111554	401.9367774	402.5058657
	Tc	197.144611	195.6954492	195.7400136	195.7854687	195.8318428	195.8823545
	Td	163.362222	164.4325488	164.7531007	165.0789838	165.4102902	165.7697647
	Te	158.059444	158.2074962	158.2074962	158.2074962	158.2074962	158.2074962
	Tf	149.646667	145.9715463	146.0099823	146.0495002	146.0901465	146.1348016
Temperatur air/uap	T11	401	396.4687806	397.5880665	398.7097737	399.8334763	401.0337803
	T10	184	184	184	184	184	184
	T9	182	173.0305246	173.4374014	173.8458601	174.2557709	174.6944535
	T8	103	103	103	103	103	103
	T4&6	104.78	104.78	104.78	104.78	104.78	104.78
	T3&5	102.78	102.78	102.78	102.78	102.78	102.78
	T2	90.1	97.10759018	97.10759018	97.10759018	97.10759018	97.10759018
	T1	70	70	70	70	70	70

Dari tabel di atas, didapat bahwa laju alir massa air untuk beban gas turbin 90% adalah sebesar 17.37 kg/s.

#### 4.5.2. Beban turbin pada load 80%

Untuk data pada beban turbin ini dapat dilihat pada tabel

4.15.

Tabel 4.15. Data beban turbin 80%

		Case III
Ambient Temp.		32 °C
Atmospheric Pressure		1.007 bar
Gas Turbine Load		80%
Gas Turbine Exhaust Flow		145.90 kg/s
Gas Turbine Exhaust Temp.		441.3 °C
Exhaust gas constituent % by volume	O2	12.85
	N2	70.31
	CO2	3.35
	H2O	12.64
	Ar	0.84
	SO2	0

Dengan metode yang sama seperti pada sub-bab sebelumnya, didapat hasil *trial error* dapat dilihat pada tabel 4.16.



Tabel 4.16. Variasi laju alir massa pada beban gas turbin 80%

	Case I (Base)	Case III	Case III	Case III	Case III	Case III	Case III	Case III
Ambient Temp.	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C
Atmospheric Pressure	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar
Gas Turbine Load	100%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%
Gas Turbine Exhaust Flow	168.611 kg/s	145.90 kg/s	145.90 kg/s	145.90 kg/s	145.90 kg/s	145.90 kg/s	145.90 kg/s	145.90 kg/s
Gas Turbine Exhaust Temp.	437°C	441.3 °C	441.3 °C	441.3 °C	441.3 °C	441.3 °C	441.3 °C	441.3 °C
Exhaust gas constituent % by volume	O2	12.29	12.85	12.85	12.85	12.85	12.85	12.85
	N2	69.35	70.31	70.31	70.31	70.31	70.31	70.31
	CO2	3.519	3.35	3.35	3.35	3.35	3.35	3.35
	H2O	14.01	12.64	12.64	12.64	12.64	12.64	12.64
	Ar	0.8333	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84
	SO2	0	0	0	0	0	0	0
mass flow gas	168.61	145.9	145.9	145.9	145.9	145.9	145.9	145.9
mass flow water	18.59	18.59	18.09	17.59	17.09	16.59	16.09	15.3
mass flow HP eco	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44
Temperatur gas	Ta	437	441.3	441.3	441.3	441.3	441.3	441.3
	Tb	391.3646111	393.1959089	394.0558425	394.9376169	395.8418404	396.769121	397.7200624
	Tc	197.1446111	194.2009392	194.2692374	194.3398809	194.4129971	194.4887237	194.5672102
	Td	163.3622222	161.9337149	162.513984	163.1123258	163.7293981	164.3658743	165.0224418
	Te	158.0594444	155.7388247	156.2583249	156.7940052	157.3464544	157.9162755	158.5040838
	Tf	149.6466667	145.5355671	145.5999868	145.6675086	145.7383623	145.812801	145.8911042
Temperatur air/uap	T11	401	388.4984526	390.3939414	392.2990622	394.2118474	396.1300941	398.0513457
	T10	184	184	184	184	184	184	184
	T9	182	170.4936464	171.2359804	171.9867793	172.7456148	173.5119954	174.2853633
	T8	103	103	103	103	103	103	103
	T4&6	104.78	104.78	104.78	104.78	104.78	104.78	104.78
	T3&5	102.78	102.78	102.78	102.78	102.78	102.78	102.78
	T2	90.1	96.30457454	96.89420238	97.51054559	98.15542985	98.83084694	99.53897329
	T1	70	70	70	70	70	70	70

Dari tabel di atas, didapat bahwa laju alir massa air untuk beban gas turbin 80% adalah sebesar 15.53 kg/s

#### 4.5.3. Beban turbin pada load 70%

Untuk data pada beban turbin ini dapat dilihat pada tabel 4.17.

Tabel 4.17. Data beban turbin 70%

	Case IV
Ambient Temp.	32 °C
Atmospheric Pressure	1.007 bar
Gas Turbine Load	70%
Gas Turbine Exhaust Flow	134.51 kg/s

Lanjutan Tabel 4.17. Data beban turbin 70%

Gas Turbine Exhaust Temp.		445.0 °C
Exhaust gas constituent % by volume	O <sub>2</sub>	13.1
	N <sub>2</sub>	70.71
	CO <sub>2</sub>	3.28
	H <sub>2</sub> O	12.07
	Ar	0.84
	SO <sub>2</sub>	0

Dengan metode yang sama seperti pada sub-bab sebelumnya, didapat hasil *trial error* dapat dilihat pada tabel 4.18.

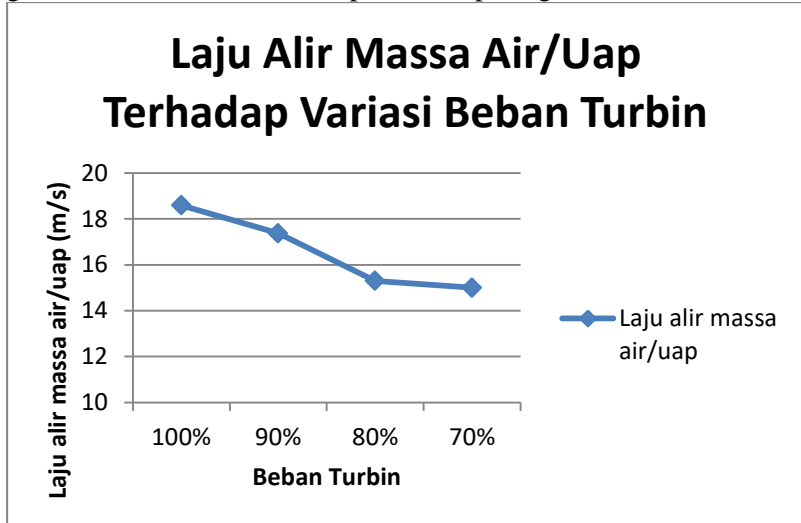
Tabel 4.18. Variasi laju alir massa pada beban gas turbin 70%

	Case I (Base)	Case IV	Case IV	Case IV	Case IV	Case IV	Case IV	Case IV	Case IV
Ambient Temp.	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C	32 °C
Atmospheric Pressure	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar
Gas Turbine Load	100%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%	70%
Gas Turbine Exhaust Flow	168.611 kg/s	134.51 kg/s	134.51 kg/s	134.51 kg/s	134.51 kg/s	134.51 kg/s	134.51 kg/s	134.51 kg/s	134.51 kg/s
Gas Turbine Exhaust Temp.	437 °C	445.0 °C	445.0 °C	445.0 °C	445.0 °C	445.0 °C	445.0 °C	445.0 °C	445.0 °C
Exhaust gas constituent % by volume	O <sub>2</sub>	12.29	13.1	13.1	13.1	13.1	13.1	13.1	13.1
	N <sub>2</sub>	69.35	70.71	70.71	70.71	70.71	70.71	70.71	70.71
	CO <sub>2</sub>	3.519	3.28	3.28	3.28	3.28	3.28	3.28	3.28
	H <sub>2</sub> O	14.01	12.07	12.07	12.07	12.07	12.07	12.07	12.07
	Ar	0.8333	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84	0.84
	SO <sub>2</sub>	0	0	0	0	0	0	0	0
mass flow gas	168.61	134.51	134.51	134.51	134.51	134.51	134.51	134.51	134.51
mass flow water	18.59	18.59	18.09	17.59	17.09	16.59	16.09	15.59	15
mass flow HP eco	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44	0.44
Temperatur gas	Ta	437	445	445	445	445	445	445	445
	Tb	391.3646111	393.130976	394.0293593	394.9516895	395.8986998	396.8711304	397.869724	398.8952221
	Tc	197.1446111	193.0475807	193.111232	193.1771119	193.2453424	193.3160552	193.3893934	193.4655122
	Td	163.3622222	159.4040561	159.9804555	160.57565	161.1903746	161.825386	162.4814609	163.1593942
	Te	158.0594444	153.0014284	153.5126528	154.0405471	154.5857633	155.1489723	155.730863	156.3321407
	Tf	149.6466667	145.0155128	145.0795802	145.1467569	145.2172756	145.2913923	145.36939	145.4515819
Temperatur air/uap	T11	401	387.2896975	389.2901958	391.3052331	393.3329591	395.371271	397.4177918	399.4698464
	T10	184	184	184	184	184	184	184	184
	T9	182	167.9561744	168.7102458	169.4744237	170.2483472	171.0315873	171.8236424	172.6239333
	T8	103	103	103	103	103	103	103	103
	T4&6	104.78	104.78	104.78	104.78	104.78	104.78	104.78	104.78
	T3&5	102.78	102.78	102.78	102.78	102.78	102.78	102.78	102.78
	T2	90.1	95.24631067	95.81810965	96.4161266	97.042107882	97.69825189	98.38651894	99.10936257
	T1	70	70	70	70	70	70	70	70

Dari tabel di atas, didapat bahwa laju alir massa air untuk beban gas turbin 70% sebesar adalah 15 kg/s

#### 4.5.4. Grafik Perbandingan Laju Alir Massa Air/Uap

Dari hasil analisa di atas, dapat dibentuk grafik untuk menunjukkan perbedaan laju alir massa air/uap terhadap beban gas turbin. Grafik tersebut dapat dilihat pada gambar 4.11.



Gambar 4.11. Grafik Laju Alir Massa Air/Uap Terhadap Variasi Beban Turbin

Pada gambar di atas, diperoleh grafik memiliki *trend line* yang menurun. Pada beban turbin 100%, untuk dapat menyeimbangkan dengan kalor yang masuk, dibutuhkan laju alir massa air sebesar 18,59 kg/s. Pada beban turbin 90%, untuk dapat menyeimbangkan dengan kalor yang masuk, dibutuhkan laju alir massa air sebesar 17,37 kg/s. Pada beban turbin 80%, untuk dapat menyeimbangkan dengan kalor yang masuk, dibutuhkan laju alir massa air sebesar 15,3 kg/s. Pada beban turbin 70%, untuk dapat menyeimbangkan dengan kalor yang masuk, dibutuhkan laju alir massa air sebesar 15 kg/s.

Pada grafik hasil laju aliran massa air/uap terlihat nilai yang terus mengalami peningkatan seiring meningkatnya beban

gas turbin. Hal tersebut terjadi karena dengan meningkatnya beban gas turbin, maka laju alir massa gas juga akan meningkat. Hal ini akan mengakibatkan kalor yang dapat diserap HRSG meningkat sehingga uap yang dapat dihasilkan juga meningkat.

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1. Kesimpulan

Dari pembahasan perancangan HRSG yang dilakukan, maka dapat diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Hasil perancangan HRSG dengan acuan pada beban turbin 100%

- *Tube HP Superheater*

- Ukuran nominal = 1½ in ( 0,0381m )
- Diameter luar = 1,9 in ( 0,04826 m )
- Diameter dalam = 1,61 in ( 0,04089 m )
- Panjang *tube* per baris = 14,64 m
- Jarak *tube* dalam 1 baris = 0,09652 m
- Jarak setiap baris *tube* = 0,09652 m
- Bahan *tube*  
= *seamless boiler steel tube* (material A106)
- Jenis *tube* = Bersirip
- Susunan *tube* = Selang-seling
- Sistem aliran = Berlawanan arah
- Jumlah *tube* = 74 batang/ baris
- Jumlah baris = 4 baris
- Luas perpindahan panas = 4722,37 m<sup>2</sup>

- *Tube HP Evaporator*

- Ukuran nominal = 1½ in ( 0,0381m )
- Diameter luar = 1,9 in ( 0,04826 m )
- Diameter dalam = 1,61 in ( 0,04089 m )
- Panjang *tube* per baris = 14,64 m
- Jarak *tube* dalam 1 baris = 0,09652 m
- Jarak setiap baris *tube* = 0,09652 m
- Bahan *tube*  
= *seamless boiler steel tube* (material A106)
- Jenis *tube* = Bersirip
- Susunan *tube* = Selang-seling
- Sistem aliran = Berlawanan arah

- Jumlah *tube* = 74 batang/ baris
- Jumlah baris = 11 baris
- Luas perpindahan panas =  $12,98 \times 10^3 \text{ m}^2$
- *Tube HP Economizer*
  - Ukuran nominal = 1½ in ( 0,0381m )
  - Diameter luar = 1,9 in ( 0,04826 m )
  - Diameter dalam = 1,61 in ( 0,04089 m )
  - Panjang *tube* per baris = 14,64 m
  - Jarak *tube* dalam 1 baris = 0,09652 m
  - Jarak setiap baris *tube* = 0,09652 m
  - Bahan *tube*  
= *seamless boiler steel tube* (material A106)
  - Jenis *tube* = Bersirip
  - Susunan *tube* = Selang-seling
  - Sistem aliran = Berlawanan arah
  - Jumlah *tube* = 74 batang/ baris
  - Jumlah baris = 5 baris
  - Luas perpindahan panas = 5902,96 m<sup>2</sup>
- *Tube LP Evaporator*
  - Ukuran nominal = 1½ in ( 0,0381m )
  - Diameter luar = 1,9 in ( 0,04826 m )
  - Diameter dalam = 1,61 in ( 0,04089 m )
  - Panjang *tube* per baris = 14,64 m
  - Jarak *tube* dalam 1 baris = 0,09652 m
  - Jarak setiap baris *tube* = 0,09652 m
  - Bahan *tube*  
= *seamless boiler steel tube* (material A106)
  - Jenis *tube* = Bersirip
  - Susunan *tube* = Selang-seling
  - Sistem aliran = Berlawanan arah
  - Jumlah *tube* = 74 batang/ baris
  - Jumlah baris = 1 baris
  - Luas perpindahan panas = 1180,59m<sup>2</sup>
- *Tube LP Economizer*
  - Ukuran nominal = 1½ in ( 0,0381m )

- Diameter luar = 1,9 in ( 0,04826 m )
  - Diameter dalam = 1,61 in ( 0,04089 m )
  - Panjang *tube* per baris = 14,64 m
  - Jarak *tube* dalam 1 baris = 0,09652 m
  - Jarak setiap baris *tube* = 0,09652 m
  - Bahan *tube*  
= *seamless boiler steel tube* (material A106)
  - Jenis *tube* = Bersirip
  - Susunan *tube* = Seling-seling
  - Sistem aliran = Berlawanan arah
  - Jumlah *tube* = 74 batang/ baris
  - Jumlah baris = 1 baris
  - Luas perpindahan panas = 1180,59m<sup>2</sup>
2. Efisiensi HRSG yang dihasilkan adalah sebesar 70,38%
3. *Tube Pressure drop* pada HRSG
- *Tube HP Superheater* = 2,07 bar
  - *Tube HP Evaporator* = 0,153 bar
  - *Tube HP Economizer* = 0,159 bar
  - *Tube LP Evaporator* = 0,00142 bar
  - *Tube LP Economizer* = 0,262 bar
4. Didapat bahwa semakin tinggi beban gas turbin maka akan semakin tinggi laju alir massa air/uap yang dapat dihasilkan, yaitu pada beban gas turbin 70% didapat 15 kg/s, pada beban gas turbin 80% didapat 15,3 kg/s, pada beban gas turbin 90% didapat 17,37 kg/s, dan pada beban gas turbin 100% didapat 18,59 kg/s.

## 5.2. Saran

Saran penulis untuk perancangan HRSG selanjutnya adalah:

1. Dalam perancangan HRSG, penentuan temperatur *pinch point* harus diperhatikan, diusahakan agar tidak terlalu kecil ataupun terlalu besar nilainya, karena apabila temperatur *pinch pointnya* terlalu kecil, maka akan dibutuhkan luas permukaan yang lebih besar agar

perpindahan panasnya optimal, sedangkan bila *pinch point*nya terlalu besar maka nilai kalor dari gas buang tidak akan terpakai dengan baik.

2. Untuk perhitungan – perhitungan dalam analisa dan perancangan HRSG saat ini sudah banyak dibantu dari *software* dan situs – situs internet yang berhubungan dengan HRSG.
3. Untuk penelitian/perancangan selanjutnya, sebaiknya dibuat dalam bentuk simulasi, sehingga dapat dibandingkan antara hasil simulasi dan hasil rancangan secara manual.



## DAFTAR PUSTAKA

- ASME. 2007. **2007 ASME Boiler & Pressure Vessel Code**. New York: The American Society of Mechanical Engineers.
- D. L. Chase, P. T. (Tanpa Tahun). **GE Combined-Cycle Product Line and Performance**. New York: General Electric.
- Eflita Yohana, A. P. 2010. "Analisa Efisiensi Low Pressure HRSG (Heat Recovery Steam Generator) pada PLTGU Pt. Indonesia Power UBP Semarang". **Jurnal Teknik Mesin**, 7-9.
- Ganapathy, V. 1996. "Heat-Recovery Steam Generators: Understand the Basics". **Chemical Engineering Progress**, 32-43.
- Ganapathy, V. 2003. **Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators**. New York: Marcel Dekker, Inc.
- Incropera, D. B. 1981. **Fundamental of Heat and Mass Transfer**. New York: Wiley.
- Meeta Sharma, O. S. 2012. "Thermodynamic Evaluation of WHRB for it's Optimum Performance in Combined Cycle Power Plants". **Journal of Engineering Vol. 2 Issue 1**, 11-19.
- Michael J. Moran, H. N. (2004). **Termodinamika Teknik**. Jakarta: Penerbit Erlangga.
- Sadik Kakac, H. L. (2012). **Heat Exchanger| Selection, Rating, and Thermal Design**. Boca Raton: CRC Press.

Sugiharto, R. (2009). **Perancangan Heat Recovery Steam Generator (HRSG) dengan Sistem Tekanan Uap Dua Tingkat Kapasitas Daya Pembangkitan 77 MW.**  
Medan: Universitas Sumatera Utara.

Thulukkanam, K. (2013). **Heat Exchnager Design Handbook.**  
Columbus: CRC Press.

## LAMPIRAN

**Tabel A1. Laju alir massa air pada setiap variasi beban turbin**

		Case I (Base)	Case II	Case III	Case IV
Ambient Temp.		32 °C	32 oC	32 oC	32 oC
Atmospheric Pressure		1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar	1.007 bar
Gas Turbine Load		100%	90%	80%	70%
Gas Turbine Exhaust Flow		168.611 kg/s	156.42 kg/s	145.90 kg/s	134.51 kg/s
Gas Turbine Exhaust Temp.		437°C	447.0 °C	441.3 °C	445.0 °C
Exhaust gas constituent % by volume	O2	12,29	12.57	12.85	13.1
	N2	69,35	70.02	70.31	70.71
	CO2	3,519	3.46	3.35	3.28
	H2O	14,01	13.11	12.64	12.07
	Ar	0,8333	0.84	0.84	0.84
SO2		0	0	0	0
mass flow gas		168.61	156.42	145.9	134.51
mass flow water		18.59	17.37	15.3	15.2
mass flow HP eco		0.44	0.44	0.44	0.44
Temperatur gas	Ta	437	447	441.3	445
	Tb	391.364611	402.5058657	399.2722184	399.7142606
	Tc	197.144611	195.8823545	194.6972459	193.5269237
	Td	163.362222	165.7697647	166.1024735	163.7038776
	Te	158.059444	158.2074962	159.4710088	156.815058
	Tf	149.646667	146.1348016	146.023463	145.5188256
Temperatur air/uap	T11	401	401.0337803	401.0863109	401.0723754
	T10	184	184	184	184
	T9	182	174.6944535	175.5199775	173.2534556
	T8	103	103	103	103
	T4&6	104.78	104.78	104.78	104.78
	T3&5	102.78	102.78	102.78	102.78
	T2	90.1	97.10759018	100.7303551	99.69885811
	T1	70	70	70	70



## BIODATA PENULIS



Anson Elian lahir di Madiun pada 29 Desember 1995, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Riwayat pendidikan penulis diawali dari SD Cendana Rumbai. Penulis melanjutkan pendidikan di SMPN 4 Pekanbaru, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 8 Pekanbaru. Setelah tamat SMA, penulis merantau ke Surabaya untuk menempuh studi S1 teknik mesin di Institut Teknologi Sepuluh

Nopember (ITS) Surabaya.

Penulis aktif dalam berbagai kegiatan akademik dan kemahasiswaan. Penulis aktif mengikuti kegiatan Laboratorium termodinamika dan Perpindahan Panas, sebagai Asisten Praktikum. Dalam bidang kemahasiswaan penulis aktif berkecimpung menjadi kepala departemen syiar lembaga dakwah jurusan Ash-Shaff. Untuk informasi dan saran dapat menghubungi penulis melalui email [anson.elian@gmail.com](mailto:anson.elian@gmail.com).